



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A**  
**DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## **MODERNÍ ZPŮSOBY PŘEPLŇOVÁNÍ**

UP-TO-DATE METHODS OF SUPERCHARGING

### **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**PAVEL STROUHAL**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.**

BRNO 2014



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Pavel Strouhal

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Moderní způsoby přeplňování**

v anglickém jazyce:

### **Up-to-date Methods of Supercharging**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Osvojení důležitých pojmů zadaného tématu. Zamyšlení nad budoucností řešené problematiky zejména v souvislosti se snižováním emisí škodlivin ve výfukových plynech a tzv. dow-sizingu.

Cíle bakalářské práce:

Vytvoření popisu moderních způsobů přeplňování a obrázkové dokumentace ilustrující znalost zadané problematiky. Zdrůraznění řešení používaných na současných pohonných jednotkách.

Seznam odborné literatury:

[1] Basics of Supercharging. In:

AA1Car.com: Automotive Diagnostic & Repair Help [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.aa1car.com/library/supercharge.htm>

[2] LÁNÍK, Ondřej. Přepřínování (2. díl): Turbodmyhadla. In: Auto.cz [online].

2004,26.7.2004 [cit. 2013-04-01]. Dostupné z:

<http://www.auto.cz/preplnovani-2-dil-turbodmyhadla-16765>

[3] STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 4.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



## ABSTRAKT

Tato práce je zaměřena na současně používané způsoby přeplňování spalovacích motorů osobních vozidel. Rozebírá nejen možnosti zlepšení celkové charakteristiky pohonné jednotky, ale i konstrukci a uspořádání plnicích agregátů, jejich regulaci a možné poruchy. Nahlíží také do problematiky snižování emise škodlivin výfukových plynů a ukazuje její závislost na daném způsobu přeplňování. Krátká zmínka pak patří některým dnes používaným motorům a jejich vzájemnému porovnání. Výsledkem je tak souhrn vědomostí potřebných k pochopení základního principu přeplňování, což je dnes nejpoužívanějším prostředkem pro zvyšování výkonu a hospodárnosti spalovacích motorů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

přeplňování, turbodmychadlo, kompresor, výkon, motor, down-sizing

## ABSTRACT

This thesis is focused on the currently used methods of supercharging internal combustion engines in passenger vehicles. It discusses not only the possibility of improving the overall characteristics of the drive unit, but also the design and layout of the filling aggregates, their regulation a possible failures. It also looks into the issue of reducing emissions of the exhaust gases and shows its dependence on the given methods of supercharging. Short mention includes then some today used engines and their mutual comparison. The result is a summary of knowledge required to understand the basic principles of supercharging, which is today the most common way to increase the performance and efficiency of internal combustion engines.

## KEYWORDS

supercharging, turbocharger, supercharger, performance, engine, down-sizing





## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STROUHAL, Pavel. *Moderní způsoby přeplňování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.







## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2014

.....

Pavel Strouhal





## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych velice rád poděkoval panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za vstřícnost a cenné rady během zpracování této práce. Především pak za trpělivost při jejím čtení.





## OBSAH

Úvod .....	15
1 Základní pojmy přeplňování.....	16
1.1 Výkon spalovacího motoru .....	16
1.2 Střední efektivní tlak.....	17
1.2.1 Celkový součinitel přebytku vzduchu .....	17
1.2.2 Hustota plnicího vzduchu .....	18
1.2.3 Dopravní účinnost .....	18
1.2.4 Indikovaná účinnost.....	19
1.2.5 Mechanická účinnost .....	19
1.3 Přeplňování .....	20
1.4 Charakteristické veličiny přeplňování .....	20
2 Mechanické přeplňování.....	21
2.1 Rootsovo dmychadlo .....	21
2.2 Lysholmovo dmychadlo .....	23
2.3 Radiální kompresor .....	24
2.4 Spolupráce motoru s dmychadlem.....	25
3 Přeplňování turbodmychadly.....	26
3.1 Konstrukce turbodmychadla .....	28
3.2 Regulace turbodmychadla.....	29
3.2.1 Regulace pomocí obtokového ventilu .....	29
3.2.2 Regulace změnou geometrie rozváděcích lopatek.....	30
3.2.3 Regulace změnou šířky rozváděcího kola turbíny.....	30
4 Přeplňování zážehových motorů .....	32
5 Chlazení plnicího vzduchu .....	34
6 Vliv přeplňování na emisi škodlivin ve výfukových plynech .....	36
6.1 Vliv přeplňování na emisi škodlivin u vznětových motorů.....	36
6.2 Vliv přeplňování na emisi škodlivin u zážehových motorů .....	37
7 Zvláštní způsoby přeplňování.....	38
7.1 Dvoustupňové přeplňování .....	38
7.1.1 Sekvenční Twin-turbo .....	38
7.1.2 Paralelní Twin-turbo.....	40
7.1.3 Twincharger.....	40
7.2 Turbodmychadlo Twin-scroll .....	41
7.3 Turbokompandní motory .....	42
8 Poruchy turbodmychadel.....	43



9	Vybrané přeplňované motory .....	45
9.1	Jaguar 5.0 V8 XKR.....	45
9.2	Peugeot 1.2 V3 PureTech .....	45
9.3	Fiat 1.6 Multijet .....	46
9.4	Renault 1.6 dCi Twin Turbo .....	46
9.5	BMW N57.....	46
9.6	Volkswagen 1.4 TSI .....	47
9.7	Hyundai 1.6 T-GDI.....	47
10	Technické specifikace vybraných motorů .....	48
	Závěr.....	53
	Použité informační zdroje.....	54
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	57
	Seznam použitých jednotek .....	59
	Seznam obrázků.....	60



## ÚVOD

Vynález spalovacího motoru v 18. století byl velikým zlomem v technické historii lidstva. Již od začátku však jeho účinnost nebyla dostatečně vysoká, což stále vedlo k myšlenkám, jak tuto nevýhodu odstranit. O to se mezi prvními elegantně pokoušeli Němci Daimler a Diesel ve snaze zlepšit plnicí vlastnosti motoru. Tento nápad se velice rychle rozšířil mezi ostatní technické badatele. Z mnohých experimentů se nakonec zdálo být tím nejefektivnějším turbodmychadlo švýcarského konstruktéra Alfreda Büchi poháněné prouděním doposud nevyužitých horkých spalin odcházejících výfukem do ovzduší. S ohledem na vyšší spotřebu paliva a nespolehlivost prvních přeplňovaných motorů se od tohoto upustilo. Využívaly se nadále spíše v mohutnějších strojích, jako jsou letadla a lodě, u kterých se na spotřebu tolik nedbalo. S příchodem ropné krize a vývojem nových konstrukčních materiálů vznikly další návrhy plnicích agregátů, které se přes motoristický sport dostaly až do dnešních sériově vyráběných osobních vozů. Výzkum směřoval právě na zvýšení výkonnostních parametrů za snižování měrné spotřeby paliva. To dalo vzniknout slovnímu spojení „down-sizing“, což znamená zmenšit objem motoru při zachování stejného výkonu, respektive dosažení vyšších výkonnostních hodnot při stejných rozměrech. S tím souvisí i možnost snížení škodlivin ve výfukových plynech, které jsou podle dnešních přísných emisních norem důležitým faktorem v automobilovém průmyslu.

# 1 ZÁKLADNÍ POJMY PŘEPLŇOVÁNÍ

Znalost základních pojmů přeplňování je důležitá k pochopení celého procesu, čímž se postupně dostaneme až k samotné podstatě. Jde o vysvětlení hlavních provozních parametrů spalovacího motoru, vazby mezi nimi a možností, jak tyto hodnoty vylepšit a účelně využít. Ačkoli se jedná spíše o obecné vztahy, bude kladen důraz na motory vznětové, které jsou v souvislosti s přeplňováním využívány nejčastěji.

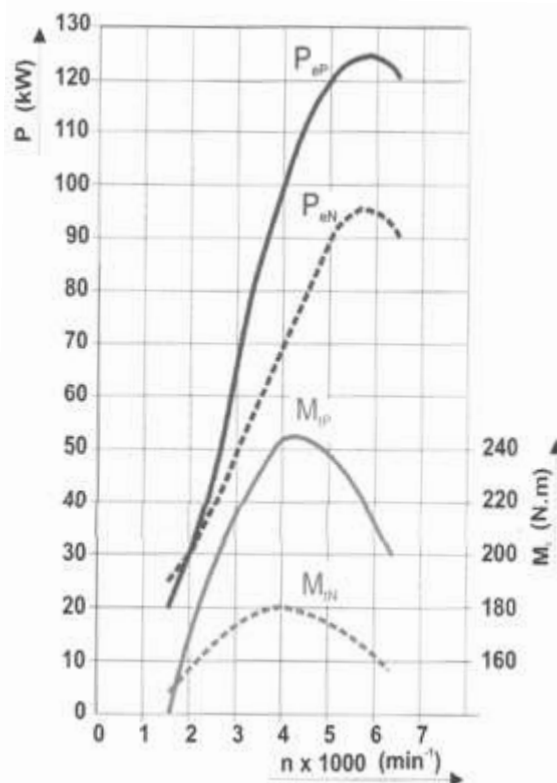
## 1.1 VÝKON SPALOVACÍHO MOTORU

je dán vztahem [1]

$$P_e = i V_H p_e \frac{n}{\tau} \quad [W] \quad (1)$$

$i$	[-]	počet válců spalovacího motoru
$V_H$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem jednoho válce
$p_e$	[Pa]	střední efektivní tlak na píst
$n$	[Hz]	otáčky motoru
$\tau$	[-]	otáčkový činitel, vyjadřující počet otáček potřebných pro 1 expanzní zdvih (pro čtyřdobý motor $\tau = 2$ )

Podle uvedeného vztahu (1) lze vyvodit, že možností, jak zvýšit využitelný výkon spalovacího motoru je hned několik. V mnoha případech je ale pro dané podmínky nutné motor jakkoliv modifikovat. Vyšší provozní otáčky mají podstatný vliv na životnost, počet válců a zdvihový objem na jeho rozměry. Aby byl dodržen zmíněný pojem „down-sizing“, uplatňuje se zvyšování středního efektivního tlaku působícího na píst. Zvýšení je možné spálením většího množství paliva. Vzhledem k tomu, že motor pracuje podle předem daného směšovacího poměru, je k dokonalému spalování zároveň potřeba dodat do termického oběhu větší množství vzduchu [1]. To zaručuje nárůst točivého momentu a tím i výkonu, mnohdy až dvojnásobku původní hodnoty. Při porovnání výkonové a momentové charakteristiky na obr. 1.1 je oproti nepřepřlňovanému spalovacímu motoru (čárkovaně) u přeplňovaného (plně) jasně viditelná změna těchto parametrů.



Obr. 1.1 Porovnání výkonů a točivých momentů [2]





## 1.2 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

lze popsat rovnicí [1]

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m \quad [Pa] \quad (2)$$

$H_u$	$[J \cdot kg^{-1}]$	výhřevnost paliva
$\sigma_t$	$[-]$	teoretický směšovací poměr paliva a vzduchu
$\lambda_z$	$[-]$	součinitel přebytku vzduchu
$\rho_{pl}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota plnicího vzduchu
$\eta_d$	$[-]$	dopravní účinnost
$\eta_i$	$[-]$	indikovaná účinnost
$\eta_m$	$[-]$	mechanická účinnost

Střední efektivní tlak působící během spalování na plochu pístu závisí zejména na výhřevnosti použitého paliva, již je dáno množství energie, které se uvolní spálením 1 kilogramu. Ta je pak různá dle kvality chemického složení. Hodnoty výhřevností dnešních pohonných hmot jsou pro motorovou naftu přibližně  $42,6 MJ \cdot kg^{-1}$  při směšovacím poměru (nazývaném také stechiometrický poměr, udávající množství vzduchu, které motor beze zbytku spotřebuje při dokonalém spalování právě 1 kg paliva)  $\sigma_t = 14,5$  kg vzduchu na 1 kg paliva, pro automobilový benzín  $43,6 MJ \cdot kg^{-1}$  při  $\sigma_t = 14,7$ . Dále, v případě, že uvedené hodnoty považujeme za neměnné, závisí střední efektivní tlak na hustotě nasátého vzduchu a celkové účinnosti, kterou motor nabízí. Tlak vyvolaný energií na konci hoření bývá v atmosférickém motoru do 9 MPa. Válce přeplňovaných motorů jsou zatíženy tlakem mnohem vyšším a to až do 110 MPa [1].

### 1.2.1 CELKOVÝ SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU

Pro jednodušší objasnění směšovacího poměru je zaveden součinitel přebytku vzduchu  $\lambda_z$ . Tato veličina udává poměr mezi množstvím vzduchu skutečně nasátým a množstvím vzduchu teoreticky potřebným k dokonalému spalování. U motorů, kde se uvažuje s proplachem spalovacího prostoru při překřížení ventilů, je nutné celkový součinitel přebytku vzduchu rozdělit na dvě části. Pak je dán vztahem [1]

$$\lambda = \lambda_z + \lambda_{pr} \quad [-] \quad (3)$$

$\lambda_z$	$[-]$	součinitel přebytku vzduchu
$\lambda_{pr}$	$[-]$	součinitel proplachování spalovacího prostoru

Ideální hodnota je  $\lambda_z = 1$  a její rozmezí je důležité pro správnou funkci katalyzátoru ve výfukovém potrubí. V některých provozních stavech spalovacího motoru se součinitel zvýší ( $\lambda_z > 1$ ) nebo sníží ( $\lambda_z < 1$ ). S ohledem na množství dodaného paliva se pak jedná o chudou, resp. bohatou směs, nabízející odlišnou spotřebu při různých režimech zatížení. Slouží také jako důležitý parametr regulace teploty spalovacího prostoru, neboť mezní hodnota  $\lambda_z$  závisí na určité maximální spalovací teplotě, která nesmí být překročena jak z hlediska provozního, tak konstrukčního. Proplachovací součinitel pak jistým způsobem vyjadřuje proces výměny náplně během tak zvaného překřížení ventilů, kdy jsou sací a výfukové ventily na okamžik souběžně otevřeny [1].

### 1.2.2 HUSTOTA PLNÍČÍHO VZDUCHU

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r T_{pl}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (4)$$

$T_{pl}$	[K]	teplota plnicího vzduchu
$p_{pl}$	[Pa]	tlak plnicího vzduchu
$r$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	plynová konstanta

Podle uvedeného vztahu (4) [1] roste hustota plnicího vzduchu s plnicím tlakem. Chceme-li však zachovat určitou hodnotu plnicího tlaku nebo jsme s tímto parametrem jakkoliv omezeni, je pro zvýšení hustoty proudícího média vhodné snížit jeho teplotu, která při stlačování narůstá. Ochlazením klesne objem a pak je možné do válce dopravit více hmotnosti. Také se částečně omezí teplotní namáhání stroje. U některých přeplňovaných motorů je proto do oběhu umístěn tzv. mezichladič plnicího vzduchu. V lepších případech lze možnosti zvýšení hustoty efektivně kombinovat [1].

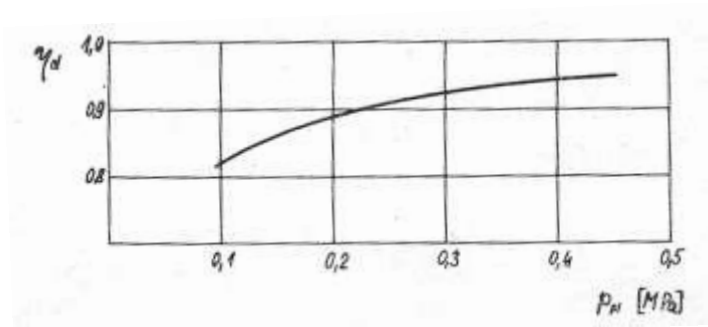
### 1.2.3 DOPRAVNÍ ÚČINNOST

je definována poměrem [1]

$$\eta_d = \frac{m_Z}{V_H \rho_{pl}} = \frac{V_Z}{V_H} \frac{T_{pl}}{T_{1Z}} \frac{p_{1Z}}{p_{pl}} \quad [-] \quad (5)$$

$m_Z$	[kg]	hmotnost čerstvé náplně
$V_Z$	$[m^3]$	objem náplně na konci sacího zdvihu
$T_{1Z}$	[K]	teplota náplně na konci sacího zdvihu
$p_{1Z}$	[Pa]	tlak náplně na konci sacího zdvihu

tedy poměrem mezi množstvím čerstvě nasátého vzduchu ve válci a množstvím vzduchu, které je možné do válce dopravit ideálním plnicím zdvihem. V podstatě zahrnuje ztráty plnění během doby sání. Tlak ve válci na konci plnicího zdvihu se téměř rovná tlaku před plnicím ventilem. S teplotou je to však složitější. V závislosti na tlaku, jak je znázorněno na obr. 1.2, a teplotě vzduchu před sacím ventilem se dopravní účinnost mění poměrně málo. Od určité hodnoty zůstává při dalším zvyšování plnicího tlaku téměř konstantní. Výrazných změn se docílí větším, nebo vhodně načasovaným, překřížením ventilů, kdy jsou zbytkové plyny ze spalovacího prostoru čerstvou náplní zcela vypláchnuty [1].



Obr. 1.2 Závislost dopravní účinnosti na plnicím tlaku [1]

### 1.2.4 INDIKOVANÁ ÚČINNOST

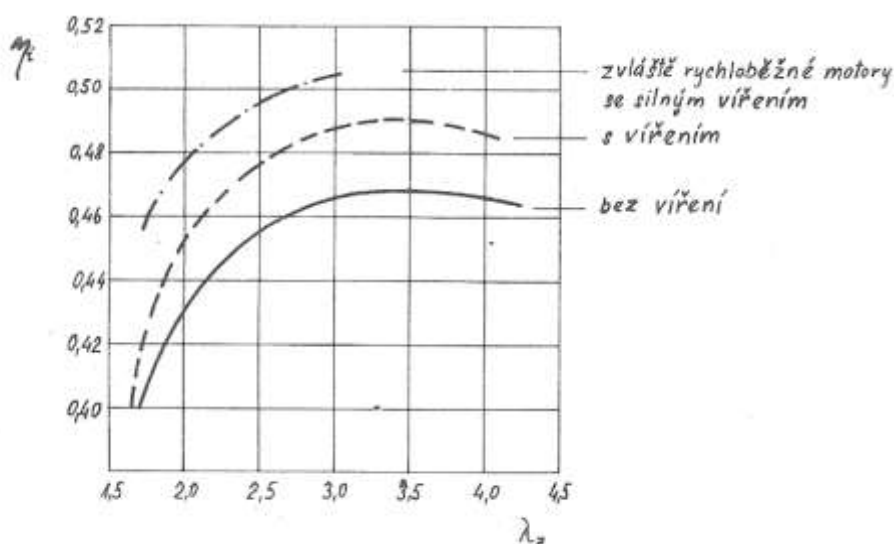
byla odvozena z práce vykonané jedním válcem za jeden pracovní cyklus a platí tedy [1]

$$\eta_i = \frac{V_H p_i}{H_u M_{p1}} \quad [-] \quad (6)$$

$p_i$  [Pa] indikovaný tlak

$M_{p1}$  [kg] hmotnostní dávka paliva na jeden cyklus

Přeplňování způsobuje rovněž větší víření vzduchu ve spalovacím prostoru. To zlepšuje celkový průběh spalování. Snad nejlépe je tomu tak u velmi rychloběžných motorů se silným vířením, obzvláště u dnešních přeplňovaných vznětových motorů, kde je víření zvýšeno také úpravou tvaru spalovací komory. Indikovaná účinnost úzce souvisí s hodnotou součinitele přebytku vzduchu. Do určité meze se s růstem  $\lambda_z$  indikovaná účinnost prudce zvyšuje, po dosažení hodnoty  $\lambda_z \sim 3$  klesá, protože zároveň klesá indikovaný tlak. Závislost na obr. 1.3 byla experimentálně odvozena pro čtyřdobé vznětové přeplňované spalovací motory [1].



Obr. 1.3 Závislost indikované účinnosti na spalovacím součiniteli přebytku vzduchu [1]

### 1.2.5 MECHANICKÁ ÚČINNOST

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_i - p_m}{p_i} \quad [-] \quad (7)$$

$p_m$  [Pa] střední tlak mechanických ztrát

Mechanická účinnost dle vztahu (7) [1] zahrnuje ztráty způsobené konstrukčním provedením spalovacího motoru. Jde o ztráty třením mechanických částí, od pohonu rozvodového ústrojí, ventilátoru, od zatížení pístů, ale i o ztráty spojené s výměnou náplně, spalováním apod. Jmenované nedostatky se u přeplňování mění zejména podle použitého způsobu plnění. Z uvedeného vzorce je tudíž možné chápat efektivní tlak jako indikovaný tlak zmenšený tlakem ztrátovým, který je mařen provozem stroje. U přeplňovaných motorů nabývají tyto ztráty záporných hodnot, čímž se celková mechanická účinnost zvýší nad 100 % [1].

### 1.3 PŘEPLŇOVÁNÍ

Do válce je tedy dopraveno více hmotnostního množství vzduchu, než co by si motor sám dokázal nasát. Je tzv. přeplněn. S tomu odpovídající dávkou paliva lze dosáhnout vyšších výkonů při stejném zdvihovém objemu, nebo vhodným řešením tyto parametry idealizovat. Zároveň nabízí řešení přední nevýhody motoru, což je nízký točivý moment při nízkých provozních otáčkách. Plnicí zařízení jsou samostatné rotační, zpravidla lopatkové stroje, stlačující nasávaný vzduch, jejichž hlavní výhodou je to, že není třeba výrazného zásahu do celkové konstrukce pohonné jednotky. Navíc vlastní regulace výkonu a spotřeby je v tomto technickém směru značné plus. V současnosti se používají buďto kompresory mechanicky připojené na rozvodový systém, nebo v kombinaci s turbínou jakožto turbodmychadla hnané spalínami proudícími výfukovým potrubím. Během přeplňování jsou vnitřní stěny válce vystaveny vyšším provozním tlakům a teplotám, a to jak plnicím, tak spalovacím. Tento fakt klade nároky na vhodně použitý materiál.

### 1.4 CHARAKTERISTICKÉ VELIČINY PŘEPLŇOVÁNÍ

#### PLNICÍ TLAK

vychází z rovnice hustoty plnicího tlaku, a tedy platí [1]

$$p_{pl} = \rho_{pl} r T_{pl} \quad [Pa] \quad (8)$$

Plnicí tlak výrazně ovlivňuje celý termický oběh přeplňovaného motoru. S rostoucím tlakem se zvyšuje kompresní poměr motoru neboli poměr tlaků mezi dolní a horní úvratí během doby komprese. S tím narůstají také celkové spalovací tlaky. Jak je z rovnice (8) zřejmé, lze plnicí tlak stejně jako hustotu regulovat ochlazením vzduchu před vstupem do válce. Při průtoku mezichladičem se projeví ztráty nejen teplotní, ale i tlakové. V případě nutnosti snížení hodnoty nejvyššího spalovacího tlaku s ohledem na pevnost namáhaných součástí se zpravidla upravuje kompresní poměr motoru, aby nedošlo k jeho poškození. Vlastnosti plnicího zařízení bývají zachovány [1].

#### HLTNOST MOTORU

Tato veličina je charakterizována celkovým hmotnostním tokem vzduchu, který je do motoru dopravován a protéká jím. Skládá se z hmotnostního toku čerstvé náplně, která zůstává na konci sání ve válci, a z hmotnostního toku vzduchu, který za úvahy proplachu během překřížení ventilů vyžene obsah spalovacího prostoru do výfukového potrubí. Rozdělením je podobný celkovému součiniteli přebytku vzduchu, je proto možné napsat [1]

$$\dot{m}_K = \dot{m}_Z + \dot{m}_{pr} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (9)$$

$\dot{m}_K$   $[kg \cdot s^{-1}]$  hmotnostní tok vzduchu dodaný kompresorem

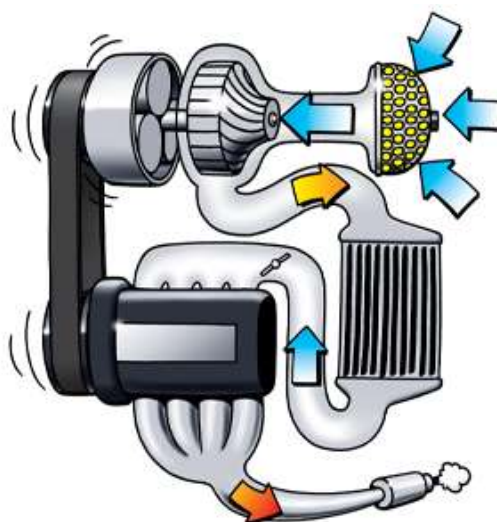
$\dot{m}_Z$   $[kg \cdot s^{-1}]$  spalovací hmotnostní tok vzduchu

$\dot{m}_{pr}$   $[kg \cdot s^{-1}]$  proplachovací hmotnostní tok vzduchu



## 2 MECHANICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Tento druh přeplňování je realizován dmychadlem nebo kompresorem poháněným mechanickým, zpravidla ozubeným nebo řemenovým, převodem od klikového hřídele. Otáčky kompresoru tedy přímo závisí na otáčkách motoru, čímž zaručuje rovnoměrný nárůst výkonu a točivého momentu již při nízkých a středních otáčkách a v podstatě okamžitou zpětnou reakci na jejich změnu. Zařízení nasává atmosférický vzduch a stlačený jej následně dopraví do válce. Nevýhodou je úbytek malé části výkonu, kterou kompresor odebírá pro vlastní pohon. Z toho důvodu je důležité dbát na přesné množství dodaného vzduchu, aby nebyla zbytečně vynaložena práce při jeho stlačování. Pro nedostatky spojené s provozem se uvedený způsob používá u čtyřdobých motorů jen výjimečně. Častěji se využívá u motorů dvoudobých ke zlepšení proplachovacích vlastností. Nicméně v případě využití slouží k takovému způsobu přeplňování současných automobilových motorů dmyhadla rotační objemová, jako Rootsovo a Lysholmovo, ale také, byť jen zřídka, proudové radiální kompresory. Z počátku se pro svou vysokou plnicí účinnost používaly kompresory pístové. S ohledem na jejich velikost a nevhodnost provozu v oblasti vysokých otáček se přešlo na výše zmíněné [1]. Na obr. 2.1 je zobrazeno schéma přeplňování pomocí mechanicky poháněného kompresoru.

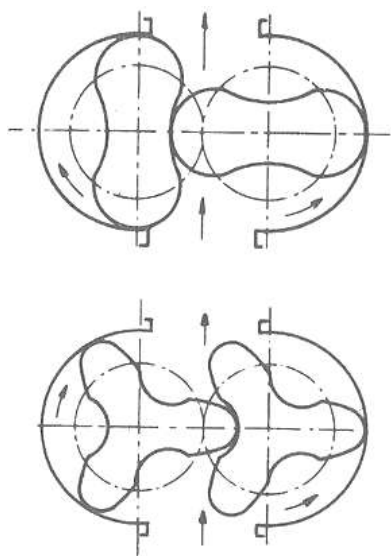


Obr. 2.1 Schéma mechanického přeplňování [4]

### 2.1 ROOTSOVO DMYCHADLO

Jde o typ rotačního objemového dmyhadla, které patří do skupiny kompresorů s vnější kompresí. To znamená, že ke stlačení dojde až za pracovním prostorem [3]. Je schopno reagovat v dostatečně vysokých otáčkách, kterým je stlačení přímo úměrné a na kterých je jeho celková účinnost málo závislá. Výrazně se však mění s přesností uložení a rozměry rotačních součástí, které je nutno chránit proti náhlým změnám otáček prokluzovou nebo pružnou spojkou. Podle jejich geometrie je Rootsovo dmyhadlo také někdy nazýváno křídlové nebo zubové. Rotory tvoří hliníkové odlitky s příčnými průřezy tvořené evolventní křivkou. Ty otáčivým pohybem kopírují tvary svých povrchů zubů mírně stočených podél šroubovice. Zpočátku byly vyráběny dvoukřídle, dnes se používají rotory se třemi a více

křídly. Skříň dmyhadla je rovněž odlitá z hliníku, při větších rozměrech i z litiny pro lepší tlumicí vlastnosti [1].



Obr. 2.2 Průřezy rotorů Rootsova dmyhadla [1]

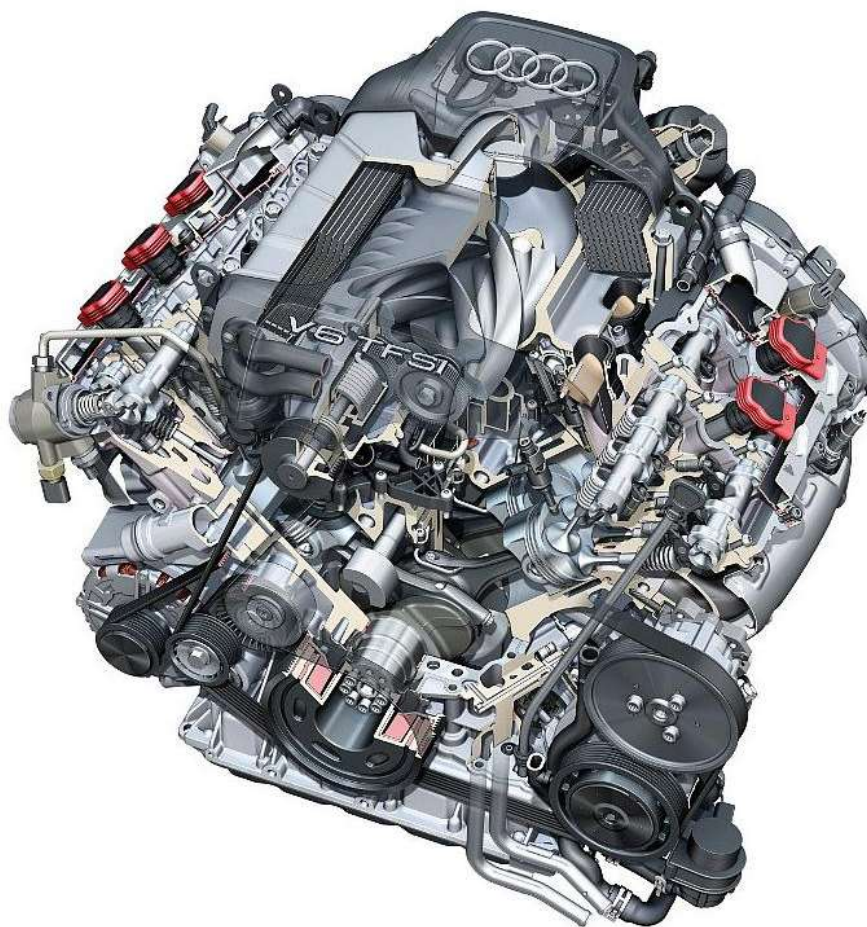


Obr. 2.3 Rootsovo dmyhadlo [5]

Vzduch je nasáván do prostoru mezi zuby a následně podél stěn skříňe dopraven k vyústění, kde je vytlačováním z pracovního prostoru stlačen. Vyústění je širokým otvorem napojeno na sací potrubí motoru. K zamezení vzájemného dotyku rotorů a jejich možnému zadření či otěru je mezi zuby určitá mezera, která bohužel negativně ovlivňuje dopravní účinnost zařízení. Tato vůle bývá sice velmi malá, ale spolu s tlakovými rázy při výtlaku vzduchu přispívá k hlučnosti celého kompresoru. Proto jsou kladeny vysoké nároky na přesnost těchto dílců. Hlučnost je naopak snížena uložením dobře vyvážených rotorů na kuličkových ložiscích a pohonem ozubeným soukolím s přímými nebo šikmými zuby. Objemová účinnost Rootsova dmyhadla se pohybuje v rozmezí 0,6 – 0,85. Klesá zároveň s rostoucím stlačením vzduchu a klesajícími otáčkami, jež mohou u současných vozidlových kompresorů dosahovat maxima až  $12\,000\text{ min}^{-1}$ . Hodnoty mechanické účinnosti jsou pak 0,9 – 0,95 a s otáčkami se výrazně nemění. Užití Rootsova dmyhadla se uplatní u motorů s větší objemovou kapacitou, při jejichž provozu je značný výkon potřebný k pohonu dmyhadla vcelku zanedbatelný. Během nízkého a částečného zatížení motoru, kdy není stlačení vzduchu vzhledem k odebíranému výkonu výhodné, je průchod vzduchu řešen obtokovým ventilem. V tu chvíli je pak jedinou zátěží mechanický pohyb rotačních součástí [1] [2].

V poslední době vyvinula americká firma Eaton ve spolupráci s automobilkou Mercedes-Benz Rootsovo dmyhadlo s účinností vyšší až o 30 %. Toho dosáhla použitím rotorů potažených vrstvou speciálně hladkého plastu, které lépe uzavírají pracovní plochy. Dále snížila hlučnost umístěním rezonátorů na stranu sání a potlačením pulsace úpravou výtlačného otvoru do tvaru trojúhelníka [2].

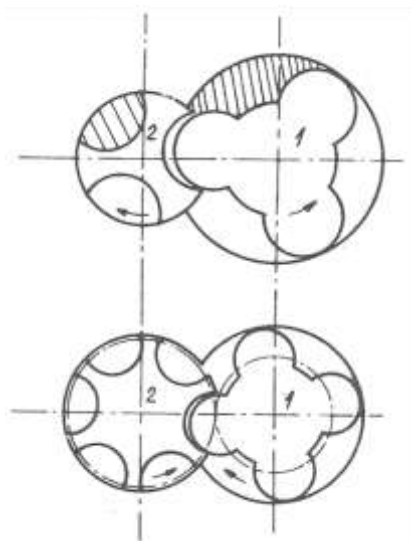




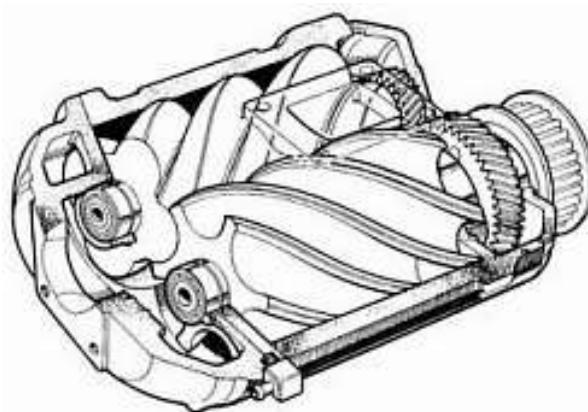
*Obr. 2.4 Umístění Rootsova dmychadla na spalovací motor Audi V6 TFSI [5]*

## 2.2 LYSHOLMOVO DMYCHADLO

Lysholmovo, nebo také šroubové, má stejně jako u Rootsova dmychadla dva spoluzabírající rotory. Jejich průřezy jsou naopak různé a více stočené, což při vhodném tvaru snižuje hlučnost, zvyšuje stlačení plnicího vzduchu a tím i účinnost, která je ale opět velmi citlivá na velikosti provozní vůle mezi součástmi. Stlačení probíhá uvnitř skříně, kde se vzduch pohybuje axiálně podél rotorů v mezizubovém prostoru. Při vhodně zvoleném tvaru průřezu a počtu zubů rotující dvojice se zvyšuje stlačení plnicího vzduchu, které je již tak větší než u dmychadla typu Roots. Mezi hlavní nevýhody patří jeho složitější konstrukce, nákladná výroba a vyšší ztráty při běhu naprázdno, neboť dmychadlo stlačuje vzduch neustále i při nízkém a částečném zatížení. Ztráty je možné snížit pouze odpojením pohonu dmychadla při ustáleném režimu jízdy. Z těchto důvodů se Rootsovo používá častěji i za předpokladu, že Lysholmovo je kompaktnější a lze jej provozovat při ještě vyšších otáčkách [1] [2].



Obr. 2.5 Průřezy rotorů Lysholmova dmyhadla [1]



Obr. 2.6 Lysholmovo dmyhadlo [6]

## 2.3 RADIÁLNÍ KOMPRESOR

Konstrukčně je tento typ odlišný od předešlých dvou dmyhadel. Aby však bylo dosaženo požadovaného stlačení použitím tohoto kompresoru, je nutné jej s ohledem na jeho jednoduché zhotovení a malé rozměry provozovat při velmi vysokých otáčkách. To je zaručeno pouze velkým převodem zpravidla od klikového hřídele. I přes tuto nevýhodu bývá u mechanicky přeplňovaných motorů použit z důvodu, že vzduch není průchodem zařízení znečištěn mazacími prostředky, se kterými ani nepřijde do styku. Skládá se ze spirálové skříně ve tvaru šneku a radiálního oběžného kola, které na vstupu urychlí nasátý vzduch a lopatkami mu dodá potřebnou kinetickou energii. Díky tomu poklesne jeho tlak a teplota. Uvnitř spirálového prostoru, kde jsou také pro uklidnění proudu a hluku umístěny difuzory, se kinetická energie mění zpět na tlakovou, přičemž opět vzroste i teplota média. Různých tlaků a rychlostí se též docílí vhodným zakřivením lopatek oběžného kola. Častěji bývá tento kompresor kombinován spolu s turbínou a využit při přeplňování turbodmychadly [1].

Obdobou je tzv. G-dmyhadlo, lišící se tvarem skříně a funkčních částí. Uvnitř se nachází dvě spirálové přepážky, mezi které zapadají také dvě přepážky výtlačného dílu. Ten svým excentrickým uložením koná takový krouživý pohyb, aniž by se sám otáčel. Mezi přepážkami tak vznikají pracovní komory. Vzduch je nasáván na opačné straně jak u radiálního kompresoru, tedy na vnější straně skříně, a je vytlačen u jejího středu. Oproti ostatním má přednosti jak v jednoduché výrobě a nízké hlučnosti, tak v použití nemazaných těsnění z důvodu nižších relativních rychlostí činných součástí. Avšak velkého úspěchu u současných automobilek nedostal [3].





*Obr. 2.7 Princip funkce a vzhled radiálního kompresoru [8][7]*

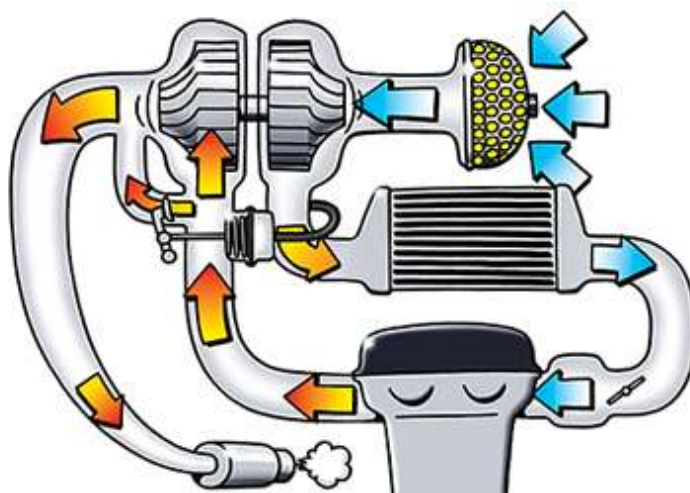
*Obr. 2.8 G-dmychadlo [3]*

## 2.4 SPOLUPRÁCE MOTORU S DMYCHADLEM

Již bylo zmíněno, že určité otáčky dmychadla odpovídají určitým otáčkám spalovacího motoru. Oba ale mají různé průtokové charakteristiky, které je potřeba navzájem přizpůsobit. Aby kompresor motoru dodal takové množství vzduchu o hustotě a tlaku, jaké je podle daného výkonu a momentu vyžadováno, vkládá se do plnicí charakteristiky dmychadla odběrová charakteristika motoru. Různým porovnáváním je následně umístěna do oblasti nejvyššího využití účinnosti použitého dmychadla, přičemž hmotnostní průtok kompresorem musí být shodný hmotnostnímu průtoku motorem. Takto se pak určí převod mezi motorem a kompresorem, který je dán poměrem jejich otáček [1].

### 3 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLY

Přeplňování turbodmychadly je dnes nejčastěji používanou metodou zvyšování výkonu spalovacího motoru, zejména vznětového. Systém je tvořen motorem, turbínou turbodmychadla a radiálním kompresorem, které ve své podstatě tvoří jeden průtočný kanál. Oběžné kolo kompresoru je s turbínou mechanicky spojeno jedním hřídelem, který je uložen v litinové skříni zpravidla na jehlových nebo plovoucích kluzných ložiscích, zaručující tichý a plynulý chod. Turbína je poháněna proudem spalin, které by jinak nevyužité unikly výfukovým potrubím do ovzduší. Ty jí na obvodu předají pomocí lopatek turbínového kola část své pohybové energie. Turbínou roztáčené kompresorové kolo pak uvnitř skříně stlačí nasávaný vzduch a dopraví jej do válce. Oproti mechanickému vzniká u tohoto způsobu přeplňování tzv. turboefekt. Projevuje se určitou prodlevou turbíny reagující na zvýšené množství proudících spalin způsobenou především setrvačností rotující turbíny. Proto je účinek turbodmychadla znatelný až při vyšších provozních otáčkách, kdy jsou výfukové plyny dostatečně urychleny. Výhodně však motoru není odebírán žádný výkon, což upřednostňuje jejich použití. Mechanická účinnost turbodmychadel s kluzným uložením je 0,96. Dnešní trend směřuje v použití ložisek valivých, které jsou ve funkci srovnatelné s kluznými, ale mechanická účinnost dosahuje 0,98. Mazání hřídele je pomocí kanálků napojeno na mazací oběh motoru, tudíž je při každé montáži nového turbodmychadla důležité vyměnit veškerou olejovou náplň, aby nedošlo k jeho znehodnocení [1] [2].



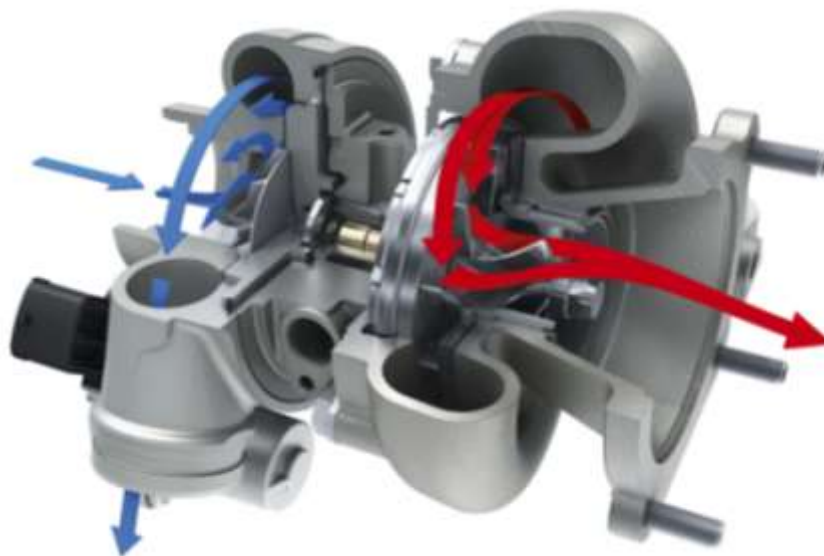
Obr. 3.1 Schéma přeplňování turbodmychadlem [4]

Při vzájemné spolupráci všech tří členů uvedeného celku je nutné, aby kompresor vyvinul dostatečné stlačení plnicího vzduchu potřebné k dosažení požadovaného středního efektivního tlaku. Z toho plyne, že příkon kompresoru musí být jistěn výkonem turbíny. Ten je dán především teplotou a tlakem výfukových plynů před a za turbínou. Pro hmotnostní tok celou soustavou se uvažuje zvětšení hmotnostního toku vstřikem paliva do válce, kdy je průtok turbínou zvětšen o hmotnostní spotřebu paliva. Zároveň je z důvodu redukce mechanických ztrát vyžadováno, aby motor pracoval v oblasti nízkých otáček. Proto je turbodmychadlo konstruováno tak, aby jím jak spaliny, tak vzduch proudily co nejefektivněji [1].



S výfukovými plyny odchází ze spalovacího prostoru značná část energie. V porovnání s přivedenou energií ve formě paliva to činí až 40 %. Lze ji rozdělit do tří částí, kde první část tvoří ztráta energie tím, že se náplň válce přivádí při konečné teplotě. Tato část činí zhruba polovinu energie výfukových plynů. Druhou část můžeme popsat jako ztrátu nevratností, protože výfukové plyny není možné ochladit zpět na teplotu nasávaného vzduchu. Třetí ztráta je způsobena neúplnou expansí a vzniká proto, že se expanse ve válci nemůže vést až na tlak okolí. Je to jediná část, kterou lze využít k pohonu turbíny turbodmychadla, i když se určité množství této energie přemění třením a škrcením ve výfukovém ventilu na teplo. Aby zbytek energie výfukových plynů stačil pro potřebné zvýšení plnicího tlaku, je vyžadována kombinace vysoké účinnosti turbíny a kompresoru, dokonalému přizpůsobení turbodmychadla přeplňovanému motoru a aerodynamického propracování plnicího a výfukového potrubí [1].

Podle způsobu, jakým jsou výfukové plyny na turbínu přivedeny, je možné rozdělit tento druh přeplňování na impulsní a rovnotlaké. Impulsním přeplňováním jsou spaliny k turbíně dopraveny ve formě tlakových a teplotních impulsů, vznikajících při výstupu výfukovým ventilem. Přitom má turbína oddělené přívody výfukových plynů, aby se tlakové vlny jednotlivých válců nerušily vzájemnou interferencí. Celková energie, kterou má turbína k dispozici, je složena z energie, již motor ztrácí neúplnou expansí ve válci, z energie vzniklé při pístem vykonaném výfukovém zdvihu a z energie vyplachovacího vzduchu. Toto celkové množství je ve formě impulsů obtížné na turbínu dopravit, neboť je zmenšováno řadou nepříznivých pochodů a to především ztrátou tlaku průtokem výfukovými ventily a časem jejich otevření, odvodem tepla z plynů do okolí a jejich míšením s chladnějším proplachovacím vzduchem. Také je kladen důraz na konstrukční parametry a tvar sacího a výfukového potrubí. Ačkoli oba způsoby dopravy spalin mají svá opodstatnění, budeme nadále předpokládat rovnotlaký provoz turbíny. Zde je motor s turbínou spojen jednoduše jedním spojovacím potrubím o poměrně velkém objemu, do kterého ústí výfuky všech válců, takže dochází k rovnoměrnému přívodu plynů po celém obvodu rozváděcího ústrojí. Vzájemným rušením velmi mírných tlakových vln má turbína k dispozici navíc další část energie, a to tzv. energii rekuperovanou. Ta vznikne přeměnou kinetické energie neúplné expanse v energii tepelnou. Teplota však opět nesmí přesáhnout určitou hodnotu vzhledem k materiálovým charakteristikám oběžného kola [1].



Obr. 3.2 Řez turbodmychadlem [9]

### 3.1 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Při návrhu turbodmychadla hraje významnou roli stlačení plnicího vzduchu, kterého je kompresorem možné dosáhnout. To je dělí na nízkotlaké, středotlaké a vysoko- až zvláště vysokotlaké. Spolu s hmotnostním tokem určuje požadované stlačení velikost celého plnicího agregátu. Z hlediska použití existuje dnes celá řada konstrukčních řešení, lišící se zejména způsobem uložení a typem rotoru. Současně nejpoužívanější koncepce turbodmychadel vozidlových motorů je uložení rotoru mezi oběžnými koly s radiální turbínou, znázorněno na obr. 3.2. Toto umožňuje vytvoření velice kompaktní a lehké sestavy [1].

Sací ústrojí kompresoru je válcové, hladké nebo mírně tvarované a bývá na něj již přímo připojený sací trakt a vzduchový filtr spalovacího motoru. Přeměna kinetické energie v tlakovou se v hliníkové spirální skříni uskutečňuje rozdílností kinetických energií na vstupu a výstupu spirály a ztrátami, které v ní vznikají jak díky tvaru spirály, tak třením proudu vzduchu. Spirální skříň dále za výstupem z kompresorového kola obsahuje bezlopatkový difuzor, který zvyšuje efektivitu proudícího média. Obsahuje jej vždy a většinou v kombinaci s následným difuzorem lopatkovým. Vzhledem k provozním teplotám a velikosti může být skříň chlazená vodou. Výstupní hrdlo spirály bývá stejně jako vstupní válcové nebo pro další možné zvýšení tlaku rozšířeno do tvaru kužele. Oběžné kolo kompresoru má axiální vstup a radiální lopatky na jeho obvodu. Vyrábí se většinou přesným litím, ojediněle kopírováním, ze slitin hliníku. Pro vysoce namáhané kompresory kování z titanu, kterého se ale z důvodu vysoké ceny používá zřídka. S hřídelem turbodmychadla zušlechtilé oceli je pak rozebíratelně spojen perem a maticí. Naopak turbínové kolo je s hřídelem spojeno pevně třecím svařováním. Horké plyny jsou na něj přiváděny radiálně a axiálně vystupují do výfuku. Vyrábí se litím vcelku ze žárupevných slitin metodou vytavitelného modelu ve vakuových pecích. Volba tohoto materiálu je důležitá s ohledem na maximální přípustnou teplotu dosahující kolem 850 °C, přičemž z důvodu rozdílu teplot ve středu a na odvodu turbíny vzniká značné vnitřní pnutí. Nové studie americké firmy Honeywell nabízí tepelnou výdrž až do 1050 °C. K často používaným patří slitiny na bázi niklu, kobaltu nebo chromu. Celý rotor je pak uložen na již zmíněných kluzných plovoucích ložiscích, u starších modelů tohoto typu na valivých. Mezi litinovou skříň turbíny a pouzdra ložisek se k zamezení přestupu tepla do skříně dmychadla umísťuje tepelně izolační vložka. Otáčky rotorů současných turbodmychadel šplhají k hodnotě 300 000 min<sup>-1</sup>, což s sebou nese značnou zodpovědnost za přesnost jejich výroby [1] [2] [10]. Oproti mechanicky poháněným dmychadlům má tento způsob své přednosti, jako nižší měrnou spotřebu paliva, tím i značně ekonomičtější provoz a menší zástavbové rozměry celého motoru [1]. Cena turbodmychadel a dmychadel obecně je vysoká. Provozní náklady jsou ale v porovnání s nepřepřehnaným motorem stejných objemových parametrů na úplně jiné úrovni.



Obr. 3.3 Rotor turbodmychadla [11]

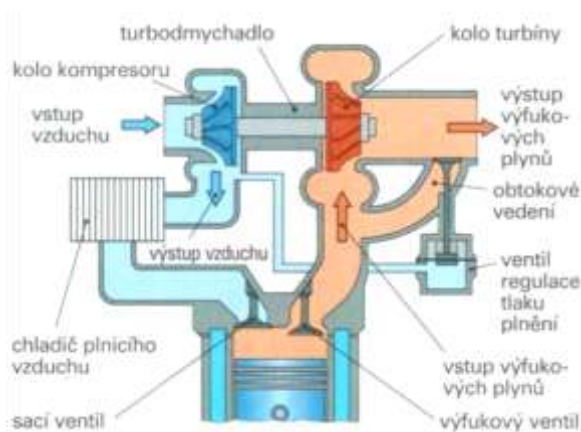


### 3.2 REGULACE TURBODMYCHADLA

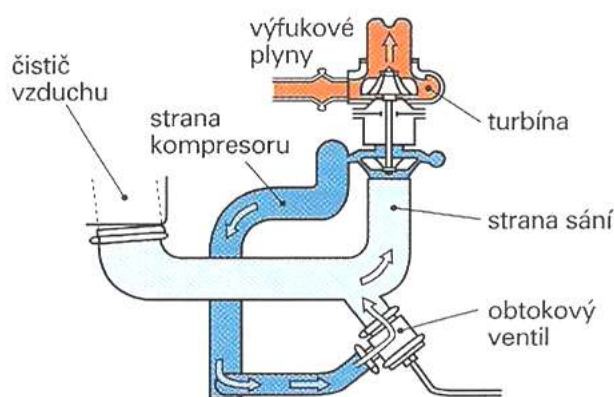
Regulace turbodmychadla v podstatě probíhá sama jako u mechanických kompresorů. S rostoucím zatížením roste průtok spalin, a tím i množství stlačeného vzduchu. Problém představuje nastavení vhodných parametrů turbodmychadla. Menší spotřeba paliva je dosažena provozem motoru v nižších otáčkách. Tudíž je nutné, aby i množství dodaného vzduchu bylo v této oblasti optimální. Naopak zase při plném zatížení je proud výfukových plynů příliš velký a v průtočných průřezích turbíny navrhované pro střední zatížení dochází k jeho škrcení [3]. Dříve se nadměrná velikost plnicího tlaku řešila odpouštěním již stlačeného vzduchu ze sání obtokovým ventilem, anglicky zvaným Wastegate, což se ale projevilo jako nežádoucí. Dnes je to nahrazeno různými postupy, z nichž nejpoužívanější jsou obtékání spalin za turbínu, změna geometrie rozváděcích lopatek turbodmychadla nebo změna šířky rozváděcího kola turbíny [1].

#### 3.2.1 REGULACE POMOCÍ OBTOKOVÉHO VENTILU

Odpouštění výfukových plynů je často používaný a vcelku účinný způsob regulace plnicího tlaku, a tím i úpravy rychlostní charakteristiky motoru. Snížení výkonu turbíny se dosahuje vedením části spalin obtokem do výfukového potrubí. Obtok je řízen regulačním ventilem, ovládaným plnicím tlakem kompresoru. Ventil může být zabudován v libovolném místě mezi motorem a turbínou. Hlavní součástí je talířový ventil, který je do sedla tlačěn pružinou, jejíž napětí je možné měnit regulačním šroubem či maticí. O pružinu je opřena membrána, která stlačuje plnicí vzduch. Jakmile pohyb membrány překoná předepnutí pružiny, ventil se otevře a uvolní tak průchod obtokem. Mnohdy je místo talířového ventilu použito klapky. Ta je s pružinou spojena nepřímo díky táhlu, které klapku ovládá. Výhodou tohoto je, že dostatečná vzdálenost od horkého vedení turbodmychadla snižuje teplotní namáhání membrány a zvyšuje spolehlivost zařízení. Ovládání lze také díky elektronické řídicí jednotce motoru realizovat elektromagnetickým ventilem a zohlednit tak kolísání tlaku okolního vzduchu. Uvedenými úpravami ve spojení se stavbou velmi lehkých rotorů s co nejmenším momentem setrvačnosti se zlepšují i akcelerační vlastnosti motoru a turbodmychadlo má menší zpoždění při změnách zatížení [12] [1]. Další možnost oproti změně množství je úprava charakteru proudění spalin, tj. změnou rozváděcího ústrojí turbíny.



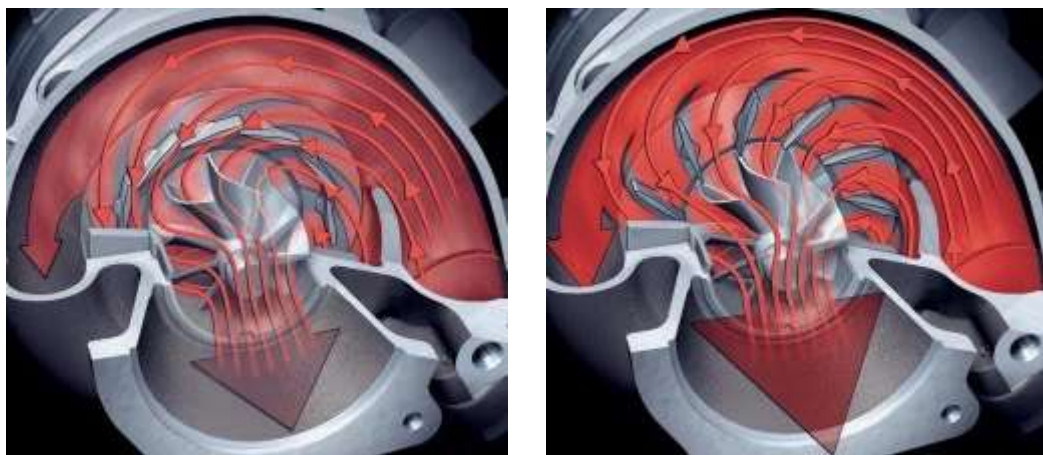
Obr. 3.4 Obtékání spalin za turbínu [12]



Obr. 3.5 Obtokový ventil Wastegate [12]

### 3.2.2 REGULACE ZMĚNOU GEOMETRIE ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

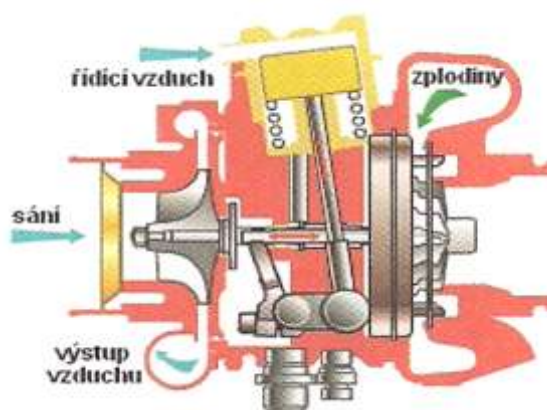
Tento způsob je u vznětových motorů používán nejčastěji a spočívá na zmenšování průtočné plochy v turbínové skříni a tím změnou rychlosti výfukových plynů. Přednostně slouží k odstranění turboefektu v oblasti nízkých otáček motoru. Umožňuje tak efektivní využití energie proudících spalin. Tlak plnicího vzduchu je řízen natáčecími lopatkami umístěnými uvnitř turbínové skříně. Při nízkých otáčkách není proudění dostatečně silné, tudíž jsou lopatky natočeny tak, aby průtočný průřez mezi nimi byl co nejmenší a tím rychlost plynů zúžením průtočného prostoru co největší. Naopak při plném zatížení je pootočením lopatek průřez maximálně zvětšen, čímž se změní tvar a působení proudu na turbínu. Princip funkce znázorňuje obr. 3.6. Rozváděcí lopatky jsou ovládány tak zvaným aktuátorem, který se skládá z tlakového ventilu a táhla. Tlakový ventil pracuje stejně jako u předchozího způsobu s tlakem plnicího vzduchu a membrána svým pohybem pak pomocí připojeného táhla natáčí sadu lopatek. To je dnes možné řešit jak pneumaticky, tak vhodnou modifikací elektronicky. Výhodou uvedené metody je zachování konstantního objemového množství výfukových plynů protékajících skříní turbíny a jednoduchou změnou jejich rychlosti. Touto regulací lze zcela nahradit obtokové vedení. Je však třeba brát ohled na teplotní namáhání celého rozváděcího mechanismu. Podle výrobců bývá označována zkratkou VTG (angl. Variable Turbine Geometry) nebo VNT (angl. Variable Nozzle Turbine) apod [1] [2].



Obr. 3.6 Princip regulace VTG [13]

### 3.2.3 REGULACE ZMĚNOU ŠÍŘKY ROZVÁDĚCÍHO KOLA TURBÍNY

Tento způsob je zdánlivě nejjednodušším způsobem změny geometrie turbíny. Náročnost vyplývá z jeho principu. Celé rozváděcí kolo je nutno rovnoměrně po celém obvodu axiálně posouvat v turbínové skříni za působení vysokých teplot výfukových plynů, a přitom lopatky zasouvat do prstence v druhé stěně, která má vytvořené otvory s profilem zasouvajících lopatek. Z hlediska parametrů jde o originální řešení, protože proti ostatním způsobům regulace protéká neměnné množství plynů při optimálním úhlu náběhu. Turbína má tak stále vysokou vnitřní účinnost. Zvětšení ztrát je způsobeno pouze zvýšenými třecími ztrátami ve statoru a náhlým rozšířením v rotoru turbíny [3]. Princip je na obr. 3.7.



Obr. 3.7 Princip změny šířky rozváděcího kola [3]

Úpravou průtočné charakteristiky se turbodmychadla s přeplňovaným motorem vzájemně lépe přizpůsobují. S vhodnou regulací dodávky paliva lze dosáhnout dostatečně vysokého točivého momentu již při nízkých otáčkách a s rostoucím výkonem tuto hladinu udržovat. Takto přeplňovaný motor má oproti nepřeplňovanému výhodně menší zastavěný prostor a tím možnost umístění dalšího přídavného zařízení, vhodnější průběh rychlostní charakteristiky a výrazně lepší chování ve vyšších nadmořských výškách, kde je nižší atmosférický tlak. Využití výfukových plynů umožňuje také snížit emise a zároveň má motor celkově tišší chod, neboť obsahuje menší plochy vyzařující zvuky a samotná turbína slouží jako dodatečný tlumič hluku [1] [3].

## 4 PŘEPLŇOVÁNÍ ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

Přeplňování zážehových motorů se v nedávné minulosti omezovalo především na motory letecké a sportovního typu, kde nezáleželo na vyšší ceně paliva vzhledem k jeho vyšší spotřebě. U těchto motorů bylo hlavním cílem pouze zvýšení výkonu. V současné době, díky vývoji přeplňování, se již setkáváme s přeplňovanými motory v luxusnějších osobních automobilech, kde přeplňování není jen prostředkem zvýšení výkonu motoru, ale i jeho hospodárnosti a snižování obsahu škodlivých exhalací ve výfukových plynech [1].

Problematika přeplňování zážehových motorů úzce souvisí s otázkou detonačního spalování, nebo spíše s odsunutím hranice detonačního spalování směsi a také s vysokým tepelným zatížením těchto motorů. Detonační spalování je způsobeno tím, že má-li směs paliva před vstupem do válce příliš vysokou teplotu, vznítí se vlivem komprese ještě před zážehem. Tato část směsi pak hoří vysokou rychlostí a způsobuje tlakové a teplotní detonační kmitání, jež může, v krajním případě, vést k mechanickému a tepelnému porušení motoru. V každém případě snižuje detonační spalování indikovanou účinnost. Proto je třeba detonačnímu spalování zabránit, neboť představuje mez přeplňování zážehového motoru. Je však ovlivněno různými činiteli, které spolu úzce souvisí. Zejména složením použitého paliva a následné tvorby směsi se vzduchem. Hranice detonačního spalování je v tomto případě dána jak hodnotou oktanového čísla pohonné hmoty určující její antidetonační vlastnost, tak součinitelem přebytku vzduchu, charakterizující bohatost směsi. Tedy čím větší bude oktanové číslo paliva, tím výše bude ležet hranice detonačního spalování, kterou lze zvýšit ještě obohacením směsi, čímž vstříknuté palivo náplň válce ochladí. Dalším důležitým faktorem je samotný kompresní poměr motoru. Jím jsou dány konečné kompresní tlaky a teploty. S rostoucím kompresním poměrem maximální plnicí tlak na mezi detonačního spalování klesá. Jeho snížením tedy posuneme hranici nežádoucího jevu opět výše. Současně ovšem snižujeme termickou a tím i indikovanou účinnost přeplňovaného motoru. Zde se velice projevuje důležitost pojmu „down-sizing“ a význam chlazení plnicího vzduchu. Detonační spalování je také ovlivněno jak předstihem zážehu, který je ale dnes řízen elektronicky a tím se jeho vliv mírně snižuje, tak tvarem spalovacího prostoru a v něm rozmístěnými koncentrátoři tepla [1].



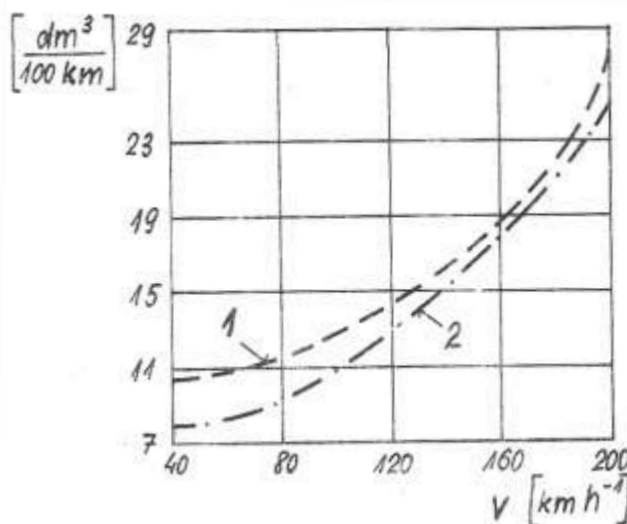
Obr. 4.1 Průběh detonačního hoření [14]

Pro přeplňování zážehových motorů se v současnosti vzhledem k vysoké teplotě výfukových plynů používá výhradně mechanicky poháněných kompresorů. Hodnoty plnicího tlaku, stejně jako otáčky plnicího zařízení, jsou pak přímo závislé na otáčkách motoru, případně na použití mezichladiče plnicího vzduchu. Nové materiály odolávající stále vyšším teplotám dnes nabízí pro přeplňování zážehových motorů i využití turbodmychadel. Jejich regulace je však odlišná než u přeplňování vznětových motorů, a lze ji rozdělit do tří částí. Skládá se z regulace



plnicího tlaku pro zamezení detonačního spalování, kterému je možné předejít výše uvedenými postupy. Dále je důležitá regulace při zvýšeném zatížení. Vyplývá z kvantitativní regulace zážehového motoru, kde turbína turbodmychadla při jakýchkoliv otáčkách dostává jen hmotnostní tok výfukových plynů, který odpovídá zatížení motoru a tím i dávce paliva. Proto při částečném zatížení klesají otáčky turbodmychadla, i přes vysokou teplotu výfukových plynů. Při akceleraci se pak musí turbodmychadlo zážehového motoru nejdříve urychlit. Tento nedostatek je zčásti řešen vhodným umístěním škrticí klapky a to buď před, nebo za kompresor. Umístěním před kompresor má turbodmychadlo vyšší otáčky, je ale požadována vyšší těsnost pracovního prostoru kompresoru. Škrticí klapka za kompresorem dovoluje použití běžných turbodmychadel jako u vznětových motorů. Nevýhodou je však nutnost další regulace odpouštěním nadměrného tlaku plnicího vzduchu z výtlačku kompresoru a tím oddálení provozního bodu od meze pumpování. Tyto možnosti lze kombinovat umístěním škrticí klapky před i za kompresor, což odstraňuje zmíněné nevýhody obou provedení. Třetí částí regulace turbodmychadel zážehových motorů je právě zabránění meze pumpování kompresoru a snížení poklesu jeho otáček při menším zatížení motoru. V tomto případě je plnicí potrubí spojeno se vstupem do kompresoru obtokem, jež je ovládán podtlakem v sacím potrubí. Turbína je rovněž regulována obtokem výfukových plynů tak, jak je tomu u regulace turbodmychadla vznětového motoru [1].

Volba způsobu přeplňování zážehového motoru určuje zvýšení jeho účinnosti. Při mechanickém přeplňování je motoru odebrán výkon pro pohon kompresoru, což je u malých motorů dosti znatelné. I proto se konstruktéři zaměřují na přeplňování zážehových motorů turbodmychadly. Tím se mnohonásobně zvýší výkon a výrazně sníží provozní spotřeba paliva oproti motoru nepřeplňovanému. Problém tvoří opotřebení turbíny vysokými teplotami spalin. Na obr. 4.2 je nastíněna změna závislosti spotřeby paliva na rychlosti jízdy vozidla. Pozice 1 platí pro nepřeplňovaný, pozice 2 pak pro přeplňovaný zážehový motor [1].



Obr. 4.2 Závislost spotřeby na rychlosti vozidla [1]

## 5 CHLAZENÍ PLNÍCIHO VZDUCHU

Chlazení plnícího vzduchu je nejjednodušší a nejúčinnější způsob, jak zlepšit parametry přeplňovaných motorů. Střední efektivní tlak podle vztahu (2) je přímo závislý na hustotě plnícího vzduchu. Protože hustota vzduchu při jeho stlačování s rostoucí teplotou klesá, klesá i střední efektivní tlak. Při vyšším stlačení plnícího vzduchu se vřazuje mezi kompresor a sací ústrojí motoru chladič, tzv. intercooler. Chlazení vzduchu je pak závislé na velikosti chladiče, na druhu a vlastnostech chladicího média a na účinnosti chladiče vzhledem k množství chlazeného vzduchu. Chladič je konstruován tak, aby stlačený vzduch ochladil co nejvíce na teplotu, kterou měl před vstupem do kompresoru [1].

Chlazení plnícího vzduchu se u přeplňovaného motoru projevuje tímto:

1. Hustota plnícího vzduchu se zvětší při nepatrném snížení tlaku ztrátou v chladiči.
2. Při stejné dodávce paliva se sníží teplotní a tlaková hladina celého oběhu přeplňovaného motoru a tím i maximální spalovací teploty a tlaky.
3. Zmenší se tepelné a částečně i mechanické namáhání motoru a tím je z pevnostního hlediska možné zvýšení výkonu motoru.
4. V důsledku snížení teplotní hladiny oběhu motoru a proplachem chlazeného vzduchu se sníží teploty výfukových plynů.
5. Výkon přeplňovaného motoru je méně závislý na teplotě okolí, jejíž vliv na teplotu plnícího vzduchu se částečně sníží.
6. Ochlazením vzduchu se sníží měrná spotřeba paliva o 3 až 5 %.
7. Při téže spotřebě se dosáhne zvýšení výkonu motoru o 5 až 6 % vůči motoru bez chlazení, neboť zde výkon s rostoucí teplotou plnícího vzduchu klesá.
8. Zvýšení jmenovitého výkonu přeplňovaného motoru chlazením činí 10 až 35 %. [1]

Příklad umístění chladiče plnícího vzduchu je na obr. 4.1.



*Obr. 5.1 Sestava motoru s chladičem plnícího vzduchu [15]*



Při zavádění chlazení plnicího vzduchu u přeplňovaného motoru je nutné zvážit i ekonomická hlediska, ze kterých vychází, že chlazení je obvykle výhodné až při možnosti snížení teploty plnicího vzduchu o 20 %. Tato teplota může dosahovat hodnoty až 180 °C. Instalaci chladičů na přeplňované motory dochází v důsledku snížení teploty výfukových plynů k růstu jejich hustoty a poklesu objemového toku turbínou, což by při nezměněné průtočné ploše rozváděcího ústrojí turbíny způsobilo pokles otáček a tím i pokles stlačení plnicího vzduchu. Proto je nutné, podle intenzity chlazení, zmenšit průtočnou plochu rozváděcího ústrojí tak, aby otáčky rotoru turbodmychadla zůstaly stejné [1]. Použití chladiče je možné jak u motorů přeplňovaných turbodmychadly, tak u motorů přeplňovaných mechanicky poháněnými kompresory.

Jednou z možností, jak chlazení realizovat, je užití chladiče napájeného z chladicího oběhu motoru. V tomto případě dodává kompresor plnicí vzduch přes chladič plnicího vzduchu chlazeného vodou z motorového okruhu. Důsledkem toho musí být vodní čerpadlo přeplňovaného motoru vhodně dimenzováno. Jiný způsob chlazení je proveden chladičem vzduchovým, umístěným obvykle před kapalinový chladič motoru, využívající náporu vzduchu při jízdě vozidla. Nevýhodami jsou s ohledem na ztráty velké průřezy potrubí a náročnost na zastavovací prostor motoru [1]. Pro zvýšení výkonnosti chlazení se čím dál více vyskytuje systém nezávislých chladících oběhů, tj. chladič plnicího vzduchu má vlastní oběh chladicí kapaliny. Nový trend kombinuje nezávislé oběhy s umístěním tzv. předchladiče mezi kompresor a chladič plnicího vzduchu. Kapalinou chlazeným předchladičem proudí plnicí vzduch do vzduchem chlazeného chladiče plnicího vzduchu a odtud standardně do válce. Z teplotního hlediska se vzduchové komory vyrábějí z tepelně odolných plastů nebo kompletně i s tělem chladiče z hliníku [16]. Způsobů chlazení je více. Některé však nejsou pro svou složitost provozovány.

## 6 VLIV PŘEPLŇOVÁNÍ NA EMISI ŠKODLIVIN VE VÝFUKOVÝCH PLYNECH

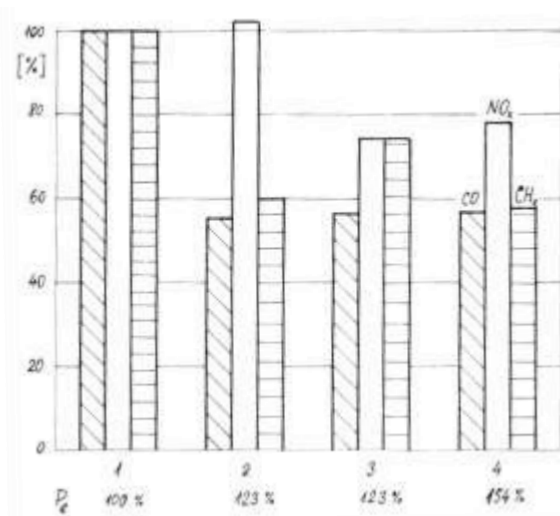
S ohledem na odlišný průběh spalování rozdílných paliv a odlišný způsob tvorby směsi a regulace výkonu vznětových a zážehových motorů, je i problematika tvorby škodlivých látek ve výfukových plynech pro oba druhy motorů odlišná [1].

### 6.1 VLIV PŘEPLŇOVÁNÍ NA EMISI ŠKODLIVIN U VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

Vývin produktů nedokonalého spalování souvisí do značné míry s přebytkem vzduchu ve válci motoru. Při nízkém zatížení je přebytek spalovacího vzduchu u motorů přeplňovaných turbodmychadly jen málo rozdílný vůči motorům nepřepřňovaným a se stoupajícím zatížením klesá mnohem pozvolněji. U motorů nepřepřňovaných nebo přeplňovaných mechanicky je zpravidla maximální výkon motoru omezen hranicí kouřivosti, kde s ohledem na malý spalovací přebytek vzduchu, způsob tvoření směsi a velikost válce dochází k nadměrné emisi sazí. U motorů přeplňovaných turbodmychadly, kde spalovací přebytek vzduchu je větší a s růstem zatížení klesá pozvolně, je mez kouřivosti posunuta a značně vzdálena od maxima efektivního výkonu, daného většinou maximálně možným tepelným či mechanickým namáháním určitých konstrukčních skupin motoru. Z těchto důvodů je i emise sazí u motorů přeplňovaných turbodmychadly v celém rozsahu otáček a zatížení nižší než u motorů nepřepřňovaných nebo přeplňovaných mechanicky [1].

Při prudké akceleraci motoru, přeplňovaného turbodmychadly, však v důsledku setrvačnosti rotoru turbodmychadla a tím opožděného růstu plnicího tlaku dochází k silnému kouření. Tento nedostatek se řeší tím, že se omezí množství vstřikovaného paliva v závislosti na plnicím tlaku. Tímto krokem se ovšem akcelerace zpomalí [1].

Na obr. 6.1 je znázorněna závislost emise na stupni přeplňování. Oxidu uhelnatého ( $\text{CO}$ ) je v důsledku většího spalovacího přebytku vzduchu u přeplňovaných motorů v celém rozsahu zatížení a otáček o více jak 40 % méně. Emise nespálených uhlovodíků ( $\text{CH}_x$ ) a oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ) je do značné míry závislá na spalovacích tlacích a teplotách. Při růstu tlaků a teplot emise  $\text{NO}_x$  vzrůstá, emise  $\text{CH}_x$  klesá a naopak [1].



Obr. 6.1 Závislost emise na stupni přeplňování [1]



V obr. 6.1 platí tyto pozice:

1. Pro nepřepřňovaný motor je exhalace CO, NO<sub>x</sub> a CH<sub>x</sub> uvažována jako 100 % při efektivním výkonu taktéž 100 %.
2. Pro stejný motor přepřňovaný, což odpovídá zvýšení výkonu na 123 %, je zvýšením spalovacích teplot a tlaků emise NO<sub>x</sub> vyšší a emise CH<sub>x</sub> nižší. Zvýšenému přebytku vzduchu odpovídá také pokles CO.
3. Pro motor přepřňovaný jako v pozici 2, ale s chlazením plnicího vzduchu, je s ohledem k poklesu spalovací teploty a částečně i tlaku patrný pokles NO<sub>x</sub> a vzrůst CH<sub>x</sub>.
4. U motoru se zvýšeným stupněm přepřňování odpovídající výkonu 154 % a s chlazením plnicího vzduchu NO<sub>x</sub> opět mírně vzroste, přičemž poklesnou nespálené uhlovodíky CH<sub>x</sub>. [1]

## 6.2 VLIV PŘEPLŇOVÁNÍ NA EMISI ŠKODLIVIN U ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

U zážehových motorů je problematika vlastního přepřňování podstatně složitější než u motorů vznětových především pro rozdílnou tvorbu směsi a kvantitativní regulaci výkonu motoru. S tím souvisí i problematika emise škodlivých exhalací, při spalovacím součiniteli přebytku vzduchu nepříliš vzdálenému od hodnoty 1 [1].

Hlavní směr snižování škodlivých exhalací ve výfukových plynech zážehových motorů je zvýšení součinitele přebytku vzduchu znatelně nad hodnotu 1. To přináší snížení CO a CH<sub>x</sub>. U motorů nepřepřňovaných dochází ještě ke snížení NO<sub>x</sub>, zatímco u přepřňovaných je NO<sub>x</sub> důsledkem zvýšení spalovacích teplot a tlaků vyšší. Pro jeho snížení by bylo potřeba buď ochudit směs, což by mělo za následek pokles hranice detonačního spalování vedoucí k nutnosti použití paliva s vyšším oktanovým číslem, nebo úpravy tzv. předzápalu směsi. Ten zase ovlivňuje efektivní tlak na píst a tím snižuje výkon motoru. Proto dnes hraje významnou roli chlazení plnicího vzduchu, zejména u motorů zážehových. Většinou se využívá kombinace uvedených opatření, u nichž lze přepřňováním úbytek výkonu vyrovnat a ještě jej mírně zvýšit [1].

## 7 ZVLÁŠTNÍ ZPŮSOBY PŘEPLŇOVÁNÍ

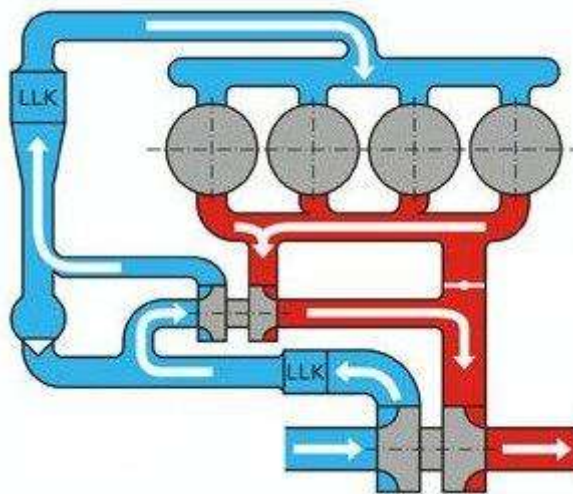
Možností, jak zlepšit efekt přeplňování, je spousta. Počínaje přesnou konstrukcí plnicích zařízení, jejich správnou regulací, až po užití výkonných chladičů plnicího vzduchu. Stále častěji se ale dnes setkáváme s přeplňováním vícestupňovým, kde je požadované hodnoty tlaku dopravovaného vzduchu dosaženo dvěma nebo více za sebou řazenými turbodmychadly. Dále je mezi zvláštnosti možné uvést různé kombinace a kvalitnější spolupráce motoru s plnicím agregátem pro využití veškeré přítomné energie celého procesu přeplňování.

### 7.1 DVOUSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Pro dosažení co nejvyšší účinnosti motoru s vysokým stupněm přeplňování je třeba na straně turbíny co nejlépe využít energii výfukových plynů a na straně kompresoru co nejvíce snížit práci, potřebnou na stlačení plnicího vzduchu. Použití turbodmychadel s jedním kompresorovým a turbínovým stupněm umožňuje jejich snadnou přizpůsobitelnost různým motorům a provozním podmínkám. Nelze však u nich dosáhnout tak vysokých účinností jako při rozdělení komprese a expanze do dvou stupňů. Realizace dvoustupňového provedení v jednom turbodmychadle je z konstrukčních a montážních důvodů velmi obtížné. Umisťují se proto dvě jednostupňová turbodmychadla [1].

#### 7.1.1 SEKVENČNÍ TWIN-TURBO

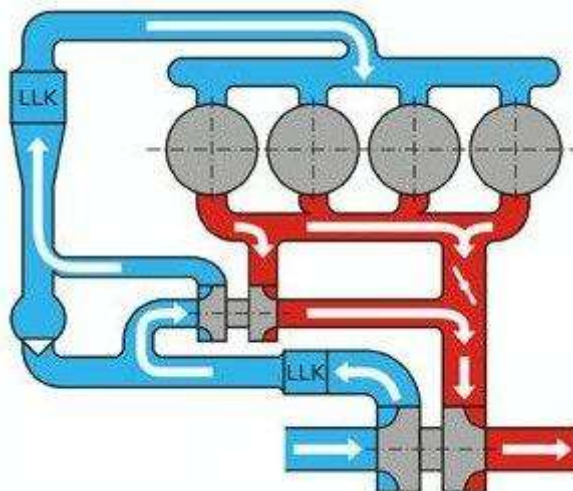
Základním sestavením bývají dvě, sériově řazená, turbodmychadla různých velikostí. První, menší turbodmychadlo, dokáže lépe reagovat na změnu toku spalín již při nízkých otáčkách. Druhé, větší turbodmychadlo, pak dopomáhá k dosažení maximálního možného stlačení plnicího vzduchu. Tím se také mírně sníží turboefekt. Obvykle se pak užívá dalšího mezichladiče, tj. za každým kompresorem se nachází jeden. Ke správné spolupráci obou turbodmychadel slouží různá obtoková potrubí, jejichž funkce je znázorněna na následujících ilustracích [17].



Obr. 7.1 Twin-Turbo při nízkých otáčkách [17]

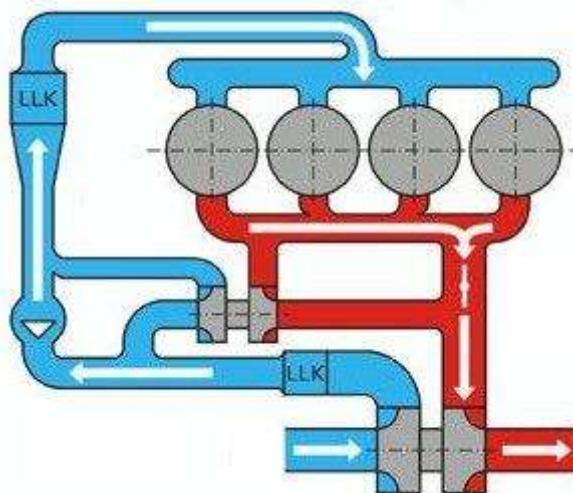


V režimu nízkých otáček je klapka ve výfukovém potrubí uzavřena a spaliny tak zcela proudí pouze k turbíně menšího turbodmychadla. Druhé, větší turbodmychadlo, běží naprázdno a nepřispívá tak ke kompresi plnicího vzduchu, ale pouze ho dopravuje k turbodmychadlu prvnímu [17].



*Obr. 7.2 Twin-Turbo při středních otáčkách [17]*

Při dosažení středních otáček se v závislosti na zatížení otevře klapka ve výfukovém potrubí. Výfukové plyny nyní proudí i k většímu turbodmychadlu, které předstlačí plnicí vzduch. Ten proudí mezichladičem na kompresorové kolo menšího turbodmychadla, které vzduch stlačí na konečnou hodnotu plnicího tlaku. Obtokový ventil sacího potrubí je stále uzavřen, neboť tlak vyvolaný větším kompresorem je nižší než tlak na výstupu kompresoru menšího [17].



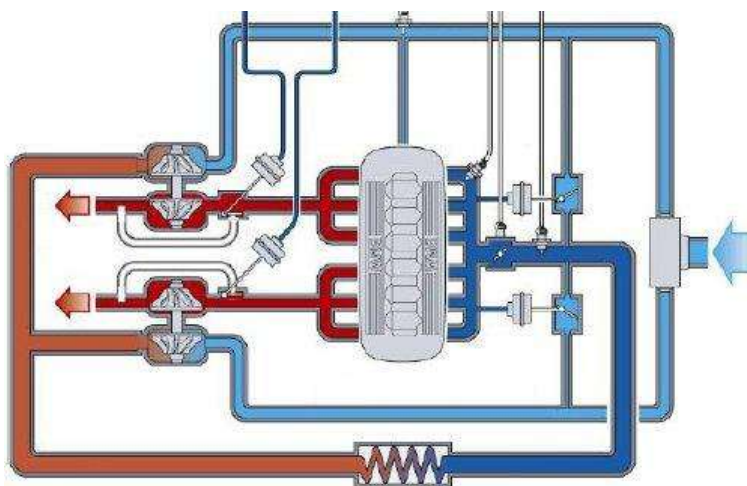
*Obr. 7.3 Twin-Turbo při vysokých otáčkách [17]*

V oblasti plného zatížení je výfuková klapka zcela otevřena a spaliny proudí pouze k turbíně většího turbodmychadla, které je v tomto případě jediným prostředkem ke stlačení nasávaného vzduchu. Stlačení je natolik dostatečné, že vzduch v sacím potrubí obtéká menší turbodmychadlo otevřeným obtokovým ventilem, a to nyní běží naprázdno. V opačném případě by tak docházelo k příliš vysokému přetlaku [17].

Dříve bylo sekvenční Twin-Turbo realizováno dvěma stejně velkými turbodmychadly. Vzhledem k již zmíněnému turboefektu a tím menší účinnosti se přešlo k turbodmychadlům rozdílných velikostí [17].

### 7.1.2 PARALELNÍ TWIN-TURBO

Jednodušší cesta dvoustupňového přeplňování jsou turbodmychadla řazená paralelně. Pracují tak nezávisle na sobě a je možné použít dvou turbodmychadel stejných rozměrů. Tento způsob je využíván zejména u motorů s vyšším počtem válců. Podstata spočívá v rozdělení proudu výfukových plynů, tj. na každé turbodmychadlo proudí spaliny od polovičního počtu válců. Výhodou je větší přetlak, který jsou tato dvě turbodmychadla schopna společně vyvinout. Zároveň nedochází rozdělením výfukového potrubí do dvou větví k tak velké interferenci tlakových vln. Plnicí vzduch pak již proudí společným vedením do všech válců zároveň [17]. Schéma možného paralelního dvoustupňového přeplňování je na obr. 7.4.

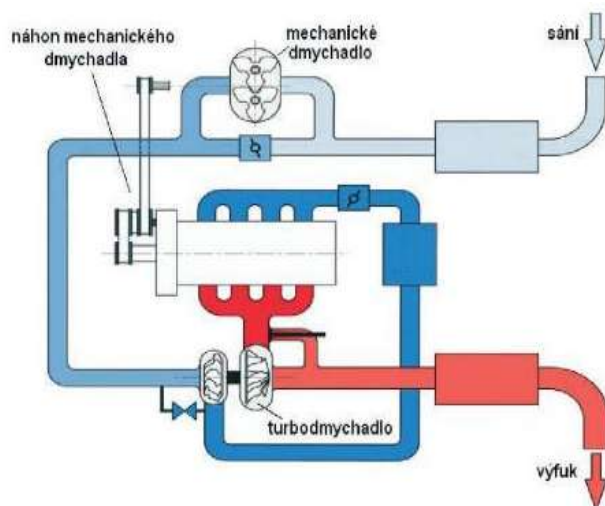


Obr. 7.4 Paralelní Twin-Turbo [17]

### 7.1.3 TWINCHARGER

Tato technologie kombinuje sériové řazení turbodmychadla s mechanicky poháněným kompresorem. Použité Rootsovo dmychadlo připojené k přeplňovanému motoru elektromagnetickou spojkou dodává stlačený vzduch ke kompresoru turbodmychadla již od volnoběžných otáček, čímž turbodmychadlo dokonale zásobuje válce motoru. Výhodně se zde tolik neprojevuje prodleva turbíny a motor má celkově širší rozmezí otáček k udržení konstantního efektivního tlaku na píst. Při dosažení otáček maximálního točivého momentu je mechanické dmychadlo elektromagnetickou spojkou odpojeno a funkci plnění koná pouze dostatečně velké turbodmychadlo. Představitelem tohoto způsobu přeplňování je německá automobilka Volkswagen. Její zážehový přeplňovaný motor s označením TSI (angl. Turbo Stratified Injection) o obsahu pouhých 1,4 litrů dosahující 125 kW výkonu je sice cenově poněkud nákladnější, vyznačuje se však velmi vysokou hospodárností [3] [20]. Funkce přeplňování pomocí kombinace mechanického kompresoru a turbodmychadla je zobrazena na obr. 7.5.





Obr. 7.5 Přepřňování typu Twincharger [3]

K výhodám dvoustupňového přepřňování oproti jednostupňovému patří především vyšší účinnost turbodmychadel. Větší hmotnostní tok vzduchu a jeho chlazení má za následek také nižší teplotu výfukových plynů, čímž je omezena produkce  $\text{NO}_x$ . Hlavní nevýhodou jsou však větší nároky na zastavěný prostor přepřňovaného motoru [1]. Nově také vyvinula společnost BMW motor přepřňovaný třemi turbodmychadly, jedním větším nízkotlakým a dvěma menšími vysokotlakými, přičemž menší turbodmychadlo se roztáčí již při volnoběhu. Tato pohonná jednotka se ale vyskytuje zatím jen v silnějších vozech o výkonu 280 kW [18].

## 7.2 TURBODMYCHADLO TWIN-SCROLL

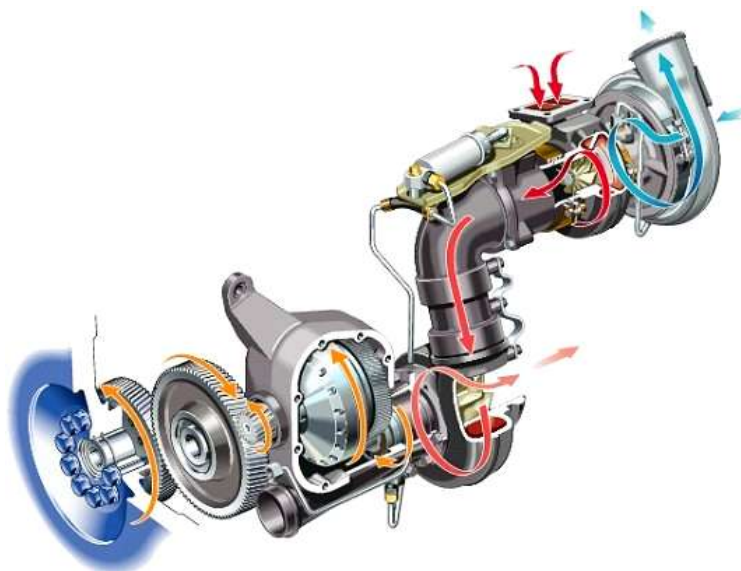
Do skupiny víceetupňového přepřňování je možné zařadit i způsob plnění válce motoru pomocí turbodmychadla Twin-scroll. U tohoto zařízení je turbínová skříň dělená na dvě komory. I výfukové potrubí sestává ze dvou větví, kde jedna větev náleží jedné komoře. Napojení jednotlivých válců na danou větev zpravidla závisí na počtu válců a na pořadí jejich zapalování. Například u čtyřválcového motoru s pořadím zápalu 1-4-3-2 tvoří společnou větev válce 1-4 a 3-2. Obě větve jsou na vstupu do turbínové skříně oddělené a spolu s uvedeným spojením takřka nedochází k žádné interferenci výfukových plynů. Oddělené proudy spalin dovolují prodloužit dobu překřížení ventilů a tím zlepšit proplachovací vlastnost motoru. Také využití kinetické energie plynů je mnohem lepší. Turbodmychadlo Twin-scroll je velice kompaktní a efektivní, avšak v nízkých zatíženích trpí již několikrát zmíněným turboefetkem. Na obr. 7.6 je zobrazeno turbodmychadlo Twin-scroll s valivým uložením rotoru [19].



Obr. 7.6 Řez turbodmychadlem Twin-scroll [19]

### 7.3 TURBOKOMPAUDNÍ MOTORY

Vývojem a zkouškami tohoto typu motoru se již od roku 1972 intenzivně zabývá americká firma Cummins Engine Co. Přínosem turbokompaudních motorů je zužitkování energie unikající ve výfukových plynech na výstupu z turbodmychadla. Je známou skutečností, že k pohonu turbodmychadla se spotřebuje pouze část energie a zbytek bez užitku uniká. U turbokompaudního motoru, jehož princip je znázorněn na obr. 7.7, přibýly ke vznětovému motoru přeplňovanému turbodmychadlem tři další části. Výkonová nízkotlaká turbína a dvě různé převodovky. Výkonová turbína zařazená za turbodmychadlo využívá pro svůj pohon zbytkovou energii výfukových plynů. Oběma převodovkami, kde jedna je rychloběžná a druhá pomaluběžná, se upraví převod otáček od turbíny na klikový hřídel motoru. Součástí je také kapalinová spojka, která zároveň tlumí torzní kmity klikového hřídele. Kromě toho odpojuje turbínu v případě, že by se stala spotřebičem výkonu. Tento způsob se využívá především u motorů nákladních vozidel (např. Scania) a traktorů k posílení celkového tahové síly motoru [2].



Obr. 7.7 Hlavní části turbokompaudního motoru [21]



## 8 PORUCHY TURBODMYCHADEL

S rostoucím počtem přepřínovaných motorů je také důležité věnovat se možným poruchám plynicích zařízení. I když samotné turbodmychadlo nevyžaduje žádnou výraznou péči, je potřebné dbát alespoň na jeho správnou údržbu a řádný provoz. Typickými závadami turbodmychadel jsou převážně vniknutí cizího předmětu do kompresoru nebo nedostatečné mazání hřídele rotoru. Vniknutím cizího tělesa se rozumí přítomnost jakéhokoliv cizího předmětu ve skříni kompresoru nebo turbíny. U turbinové skříně to mohou být odlomené částice poškozených výfukových ventilů. V mnohem častějších případech dochází k nasátí zrn písku či jiných nečistot do skříně kompresoru. Většinou při použití sportovního vzduchového filtru s většími průchozími otvory. Občas také dojde k nasátí větších předmětů, jako jsou matice, zapomenuté při různých montážích v sacím prostoru. To má za následek poškození lopatek kompresorového kola. Pískem se lopatky odírají a obrušují, většími předměty ohýbají nebo dokonce vylamují. Možnost poškození lopatkových kol je také nadměrné přetáčení turbodmychadla do vysokých otáček, kdy se oběžná kola vlivem odstředivé síly natahují a zařezávají do stěn skříně [22]. Následné fotografie budou ilustrovat zmíněná poškození.



*Obr. 8.1 Poškození kompresorového kola [23]    Obr. 8.2 Obroušená lopatka kompresoru [23]*



*Obr. 8.3 Mechanické poškození turbíny [23]*

Další velmi častá příčina poruchy souvisí s mazáním hřídele turbodmychadla. Je buď nedostatečné, nebo provedeno starým či nekvalitním olejem. Jak již bylo v kapitole o stavbě turbodmychadel zmíněno, je mazání hřídele rotoru spojeno s mazacím oběhem samotného motoru. Hlavní důvod poruchy po montáži turba je tedy nedbalost výměny olejové náplně, neboť tím se nové turbo znehodnotí. V horším případě, kdy značná část oleje chybí, pracuje turbodmychadlo na sucho. Hřídel se zadírá nebo vystavuje vysoké teplotě třením v ložisku. Vzhledem k tomu, že turbodmychadlo pracuje za velmi vysokých teplot, musí být i olej dostatečně odolný, jinak se v místě uložení připaluje. Toho lze dosáhnout i náhlým vypnutím motoru po rychlé jízdě, kdy se turbodmychadlo ještě nedotočilo a dostatečně nevychladlo.

Proto je vhodné nechat motor chvíli po jízdě běžet, aby se teplota ustálila. Stejně tak i před jízdou by se měla turbodmychadlu věnovat chvíle na dostatečné promazání. Důsledkem zadírání jak hřídele, tak ložisek jsou pak netěsnosti a únik mazacího média, případně kouř připalujícího se oleje [22].



*Obr. 8.4 Poškození hřídele znečištěným olejem [23]*



*Obr. 8.5 Nedostatečně mazaný hřídel [23]*



*Obr. 8.6 Poškrábané hlavní ložisko [23]*



*Obr. 8.7 Vydřený povrch axiálního ložiska [23]*



## 9 VYBRANÉ PŘEPLŇOVANÉ MOTORY

Přeplňovaných motorů a možností, jak je přeplňovat, je v současné době celá řada a jejich vývoj směřuje stále dopředu. V následující kapitole budou zmíněny pouze některé, konkrétně motory přeplňované těmi způsoby, o kterých byla v této práci řeč a stručně popsána jejich aplikace a porovnání s jinými modely osobních vozů.

### 9.1 JAGUAR 5.0 V8 XKR

Britská automobilka Jaguar je přední výrobce automobilů zabývající se mechanickým přeplňováním zážehových motorů. V poslední době uvedla na trh nový osmiválcový motor o objemu 5.0 litrů, a to jak v atmosférické, tak v přeplňované verzi. Tím dává jasný přehled a možnost srovnání dvou objemově stejných motorů, lišících se způsobem dopravy plnicího vzduchu. Pro lepší plnění je motor vybaven variabilním časováním ventilů a atmosférická verze označovaná XK má dokonce vačkovou hřídel s proměnlivým profilem. Jaguar XKR je pak označena verze přeplňovaná. K tomu slouží upravený kompresor společnosti Eaton, který má oproti starším generacím o 16 % vyšší tepelnou účinnost a nižší hlučnost. Výkon XK je 283 kW a maximální točivý moment 515 Nm při otáčkách 3 500 min<sup>-1</sup>. Jak již bylo v předešlých kapitolách zmíněno, je hlavním cílem mechanického přeplňování zážehových motorů zvýšení jeho efektivního výkonu. To se automobilce podařilo a model XKR disponuje výkonem 380 kW a maximálním točivým momentem 625 Nm při otáčkách pohybujících se v rozmezí 2 500 – 5 500 min<sup>-1</sup>. I když spotřeba a emise mírně vzrostly, oba motory stále splňují emisní normy jak v Evropě, tak ve Spojených státech amerických a podle výrobce patří mezi nejúspěšnější motor ve své obsahové třídě. Maximální rychlost je v obou případech omezena na 250 km/h [24] [25]. Celkové porovnání výkonnostních specifikací přeplňovaného a nepřeplňovaného motoru je v níže uvedených tabulkách.

### 9.2 PEUGEOT 1.2 V3 PURETECH

Velice často se dnes setkáváme s případem, kdy automobilové společnosti mění obvyklé sériově vyráběné zážehové čtyřválcové motory za motory tříválcové. Zpravidla v kombinaci s turbodmychadlem ke snížení měrné spotřeby benzínu. Ta je u tohoto motoru rekordně nízká a podle testů činí zhruba 3 litry na 100 kilometrů, ačkoli sám výrobce udává hodnotu vyšší. Jeho turbodmychadlo pracuje při otáčkách až 240 000 za minutu a vstřikovače využívají vysokého tlaku (200 MPa). Výkon pak dosahuje 96 kW při otáčkách v rozmezí od 1 500 do 3 500 min<sup>-1</sup>. Výkonově je tento motor srovnatelný se starším motorem z modelu Peugeot 407, atmosférickým čtyřválcem o objemu 1.7 litrů. Zde se opět projevuje hlavní cíl down-sizingu [26] [27].

Vznětové motory přeplňované mechanicky poháněnými kompresory prakticky neexistují. Buď o tento způsob není takový zájem, nebo se při jednotlivých studiích z hlediska hospodárnosti motorů ukázal jako nepoužitelný. Většina vznětových motorů je tedy přeplňována turbodmychadly nebo případnými kombinacemi s kompresorem



### 9.3 FIAT 1.6 MULTIJET

Vznětový motor je přeplňovaný elektronicky řízeným turbokompresorem s proměnnou geometrií pro dosažení požadovaného výkonu a zajištění vysokého točivého momentu už od nízkých otáček. V porovnání s verzí 1.9 Multijet představuje 1.6 Multijet důležitý krok vpřed. Vylepšení jsou patrná v oblasti výkonu, pohodlí, emisí a provozních nákladů. Při totožném výkonu byl točivý moment navýšen o téměř 25 % a spotřeba snížena o 8 %. Díky vysokým hodnotám točivého momentu v nízkých otáčkách je řízení vozu příjemnější. Dalším faktorem vylepšeného výkonu je systém mnohočetného vstřikování (Multijet) pod tlakem 1600 barů. S výkonem 88 kW a točivým momentem 300 Nm dosaženým při otáčkách 1 500 min<sup>-1</sup> je nejvýkonnějším motorem v kategorii do objemu 1.8 l. Důkazem vysoké kvality, pevnosti a výkonnosti každé součástky jsou servisní prohlídky každých 35 000 km. Výhody z hlediska nižších provozních nákladů jsou zřejmé: např. je zapotřebí o jednu prohlídku méně na počet 90 000 nebo 100 000 km, což snižuje běžné provozní náklady o přibližně 25 % [28].

### 9.4 RENAULT 1.6 dCi TWIN TURBO

Turbodiesel 1.6 dCi 160 Twin Turbo je první dvěma turbodmychadly přeplňovaný vznětový motor o objemu 1.6 litrů. Z 1 598 cm<sup>3</sup> poskytuje výkon 118 kW a točivý moment 380 Nm při 4 000 otáček za minutu. Turbodmychadla pracují sekvenčně. V nízkých a středních otáčkách se zapojuje malá turbína s minimální setrvačností, zajišťující rychlé reakce motoru, mající podíl na tom, že od 1 500 otáček za minutu už je k dispozici 90 % maximálního točivého momentu. Druhé turbodmychadlo se aktivuje ve vysokých otáčkách a zajišťuje motoru potřebný výkon k akceleraci. Společnost Renault se chlubí hlavně využití poznatků v oblasti chlazení a snížení třecích ztrát. Přímé vstřikování pak pracuje s tlakem 1 800 barů. Uvedenými konstrukčními a výkonnostními parametry je motoru 1.6 dána dynamika motoru o objemu 2.0 litrů [29].

### 9.5 BMW N57

První vznětový motor osazený trojicí turbodmychadel na rozdíl od dosavadních dieselových šestiválců kombinuje dvě menší vysokotlaká a jedno větší nízkotlaké turbodmychadlo. Celá soustava je kompaktní a je navržena tak, aby dodávala plynulý plnicí tlak. První malé turbodmychadlo se roztáčí ihned nad volnoběhem. Díky kompaktním rozměrům a variabilní geometrii lopatek má malou setrvačnost a tomu odpovídá rychlá odezva. Velké turbodmychadlo se připojuje v 1 500 min<sup>-1</sup>. Součinnost jednoho malého a jednoho velkého turbodmychadla zaručuje dosažení maxima točivého momentu 740 Nm od otáček 2 000 min<sup>-1</sup>. Maximum otáček je u trojitě přeplňovaného šestiválce omezeno na 5 400 min<sup>-1</sup>. Třetí turbodmychadlo se dostane do akce jen výjimečně. Nachází se v samostatném kanálu výfukových svodů, který se otevírá podtlakově ovládanou klapkou. Tento kanál obchází první (malé) a míří přímo na druhé (velké) turbodmychadlo. Třetí je opět malé a vybavené variabilní geometrií lopatek. Klapka se otevírá při výrazném sešlápnutí plynového pedálu v otáčkách nad 2 700 min<sup>-1</sup>. Kompaktní konstrukce a stavitelné lopatky opět přispívají k nízké setrvačnosti a tedy rychlému a hladkému připojení turbodmychadla. Celý systém funguje v těchto chvílích paralelně – nesterpně velká dvojice pokračuje v dodávce stlačeného vzduchu do sání, avšak s rostoucími otáčkami už nedokáže využít všechnu energii výfukových plynů,



protože první turbodmychadlo dosáhlo maximálního přetlaku. Proto malému turbodmychadlu pomáhá třetí, které dodává další porce stlačeného vzduchu [18].

## 9.6 VOLKSWAGEN 1.4 TSI

Motor 1,4 TSI vychází ze zážehového motoru 1,4 FSI. Je tedy v základu klasickou verzí s přímým vstřikem paliva do válce. Agregát byl pro další navyšování výkonu patřičně přepracován, přece jen je v základu dimenzován na 66 kW, což je téměř polovina výsledného výkonu TSI. Původní zůstal v zásadě pouze blok motoru, jiný je klikový hřídel, ojnice, písty vložky válců, ventily a také celá hlava válců, která je namísto z hliníku vyvedena z šedé litiny. To vše proto, aby motor snášel jednak vyšší teploty, ale především vyšší tlaky. Jeho základní kompresní poměr činí 10,1:1. Samotné přeplňování navíc pracuje s celkovým tlakem až 2,5 kilobarů. Hlavním rysem motorů TSI se stal dvojitý systém plnění válců vzduchem, který je zajištěn kombinací funkce mechanicky poháněného kompresoru spolu s turbodmychadlem. Systém zajišťuje dokonalé zásobování motoru vzduchem za každého jízdního režimu, čímž dochází k dokonalému prohoření zápalné směsi ve válcích. Proto jsou motory TSI nejen velmi dynamické ale i hospodárné a ekologické. Pro plnění válců v nízkých otáčkách je motor vybaven mechanicky poháněným Rootsovým kompresorem. Ten funguje do max. otáček motoru  $2\,400\text{ min}^{-1}$ , poté je odpojen a jeho funkci přebírá klasické turbodmychadlo. Kompresor i turbodmychadlo jsou řazeny sériově. Regulaci chodu kompresoru zajišťuje elektromagnetická spínací spojka, pro ovládání turbodmychadla slouží zase obtoková kontrolní klapka. V případě, že turbodmychadlo pracuje, je klapka otevřená a vzduch proudí od dmyhadla přes mezichladič přímo do sacího potrubí a do válců. Zkratka TSI však neznamena pouze přeplňování způsobem Twincharger. Záleží tedy na použité metodě. Například nejslabší verze motoru 1.4 TSI s výkonem 90 kW je přeplňována pouze speciálně upraveným turbodmychadlem. Předností této verze však je, že motor nevykazuje skoro žádný turboefekt. Hospodárnost a efektivita práce motoru jsou založeny na dokonalé tvorbě zápalné směsi, která je dána souhrou funkce turbodmychadla (dokonalé plnění válců motoru vzduchem) s elektronicky řízeným systémem přímého vstřikování paliva. Dokonalé plnění válců vzduchem spolu s přímým vstřikem benzínu zajistí lepší prohoření směsi paliva ve válcích a efektivnější využití energie uvolněné z paliva. Motor 1.4 TSI s výkonem 125 kW dnes zcela nahrazuje motor 1.8 TSI, který je provozními hodnotami na skoro stejné úrovni [20] [30] [31].

## 9.7 HYUNDAI 1.6 T-GDI

Přeplňovaný zážehový čtyřválec o objemu 1.6 litrů má turbodmychadlo typu Twin-scroll, přímé vstřikování paliva a samozřejmě je také proměnné časování ventilů. V automobilovém průmyslu se dnes u objemů 1.6 vedou vcelku významné boje. Vývoj tohoto motoru trval 4,5 let a rozpočet přesáhl 40 milionů eur. Jednotka je naladěna na výkon 152 kW při 6 000 ot. /min. a krouticí moment 265 Nm od 1 750 ot. /min. T-GDI je zařazen do nové generace motorů, která se vyznačuje skvělou hospodárností, dobrým vlivem na životní prostředí a přes relativně nízké objemy vysokým výkonem. Tento motor využívá také automobilka Kia, která je však součástí společnosti Hyundai [32].

## 10 TECHNICKÉ SPECIFIKACE VYBRANÝCH MOTORŮ

V této části jsou uvedena technická data zmíněných pohonných jednotek. Byly k nim přidány ještě další modely pro porovnání výkonnostních parametrů převážně vzhledem ke zdvihovému objemu a způsobu, jakým jsou přepřínovány.

Tab. 1 Technická data vybraných spalovacích motorů [33]

Výrobce	Jaguar	Jaguar	Jaguar	Mercedes-Benz
Motor	5.0 V8 XK	5.0 V8 XKR	XJ 3.0 S	SL 400
	zážehový	zážehový	zážehový	zážehový
Zdvihový objem (cm <sup>3</sup> )	5 000	5 000	2 995	2 996
Kompresní poměr	11,5:1	9,5:1	10,5:1	10,5:1
Vrtání (mm)	92,5	92,5	84,5	88
Zdvih (mm)	93	93	89	82,1
Ventilový rozvod	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC
Způsob plnění	Atmosférický	Kompresor	Kompresor	1 x Turbo
Výkon/otáčky (kW/min <sup>-1</sup> )	283/ 6 500	375/ 6 000 - 6 500	254/ 6 500	245/ 5 250 - 6 000
Toč. Moment/otáčky (Nm/min <sup>-1</sup> )	515/ 3 500	625/ 2 500 - 5 500	450/ 3 500 - 5 000	480/ 1 600 - 4 000
Kombinovaná spotřeba (l/100 km)	11,2	12,3	9,6	7,3
Emise CO <sub>2</sub> (g/km)	264	292	224	172





Tab. 1 Technická data vybraných spalovacích motorů (pokračování)

Výrobce	BMW	BMW	Audi	Hyundai
Motor	N75	Alpina B3 BiTurbo	2.5 TFSI	2.0 T-GDI
	vznětový	zážehový	zážehový	zážehový
Zdvihový objem (cm <sup>3</sup> )	2 993	2 979	2 480	1 998
Kompresní poměr	16,0:1	10,2:1	10,0:1	10,5:1
Vrtání (mm)	84	84	82,5	86
Zdvih (mm)	90	89,6	92,8	86
Ventilový rozvod	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC
Způsob plnění	3 x Turbo	2 x Turbo	1 x Turbo	1 x Turbo
Výkon/otáčky (kW/min <sup>-1</sup> )	280/ 4 000 - 4 400	302/ 5 800	265/ 5 500 - 6 700	199/ 6 000
Toč. Moment/otáčky (Nm/min <sup>-1</sup> )	740/ 2 000 - 3 000	600/ 1 500 - 5 000	465/ 1 650 - 5 400	365/ 1 750 - 4 500
Kombinovaná spotřeba (l/100 km)	6,2	7,9	9,1	7,4
Emise CO <sub>2</sub> (g/km)	162	196	197	183



Tab. 1 Technická data vybraných spalovacích motorů (pokračování)

Výrobce	Volkswagen	Volkswagen	Fiat	Renault
Motor	2.0 TSI	1.8 TSI	1.6 Multijet	1.6 dCi Twin Turbo
	zážehový	zážehový	vznětový	vznětový
Zdvihový objem (cm <sup>3</sup> )	1 984	1 798	1 598	1 598
Kompresní poměr	9,6:1	9,8:1	16,5:1	15,4:1
Vrtání (mm)	82,5	82,5	79,5	80
Zdvih (mm)	92,8	84,1	80,5	79,5
Ventilový rozvod	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC
Způsob plnění	1 x Turbo	1 x Turbo	1 x Turbo	2 x Turbo
Výkon/otáčky (kW/min <sup>-1</sup> )	155/ 5 300 - 6 200	118/ 5 000	88/ 3 750	118/ 5 100
Toč. Moment/otáčky (Nm/min <sup>-1</sup> )	280/ 1 700 - 5 000	250/ 1 500 - 4 200	320/ 1 500	380/ 1 500 - 4 000
Kombinovaná spotřeba (l/100 km)	7,3	7,8	4,5	4,1
Emise CO <sub>2</sub> (g/km)	171	186	117	107



Tab. 1 Technická data vybraných spalovacích motorů (pokračování)

Výrobce	Hyundai	Volkswagen	Hyundai	Volkswagen
Motor	1.6 T-GDI	1.4 TSI	1.2 T-GDI	1.2 TSI
	zážehový	zážehový	zážehový	zážehový
Zdvihový objem (cm <sup>3</sup> )	1 598	1 390	1 248	1 197
Kompresní poměr	9,5:1	9,7:1	10,3:1	10,5:1
Vrtání (mm)	77	76,5	71	71
Zdvih (mm)	85,4	75,6	78,8	75,6
Ventilový rozvod	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC
Způsob plnění	Twin-scroll	Twincharger	Turbo	Turbo
Výkon/otáčky (kW/min <sup>-1</sup> )	152/ 6 000	125/ 6 000	95/ 5 200	77/ 4 500 - 5 500
Toč. Moment/otáčky (Nm/min <sup>-1</sup> )	265/ 1 750 - 4 500	240/ 1 750	180/ 1 500	175/ 1 400 - 4 000
Kombinovaná spotřeba (l/100 km)	7,6	7,2	4,6	4,9
Emise CO <sub>2</sub> (g/km)	137	173	107	114



Tab. 1 Technická data vybraných spalovacích motorů (pokračování)

Výrobce	Ford	Renault	Hyundai	Renault
Motor	1.0 EcoBoost	1.2 TCe	1.0 TCI	0.9 TCe
	zážehový	zážehový	zážehový	zážehový
Zdvihový objem (cm <sup>3</sup> )	999	1198	998	899
Kompresní poměr	10,0:1	10,0:1	10,0:1	9,5:1
Vrtání (mm)	71,9	72,2	71	72,2
Zdvih (mm)	82	73,2	84	73,1
Ventilový rozvod	DOHC	DOHC	DOHC	DOHC
Způsob plnění	1 x Turbo	1 x Turbo	1 x Turbo	1 x Turbo
Výkon/otáčky (kW/min <sup>-1</sup> )	92/ 6 000	85/ 4 500	87/ 5 500	66/ 5 000
Toč. Moment/otáčky (Nm/min <sup>-1</sup> )	200/ 1 400 - 4 500	190/ 2 000	175/ 1 200 - 5 000	135/ 2 500
Kombinovaná spotřeba (l/100 km)	5,1	5,3	4,3	4,5
Emise CO <sub>2</sub> (g/km)	99	119	97	104



## ZÁVĚR

Zpočátku byly přeplňované motory výhradou jen několika sportovních vozů. Postupem času se začaly přeplňovat hlavně motory vznětové a to k odstranění jejich dynamických prodlev. Tyto si brzy našly cestu na obchodní trh pro svou relativně nízkou spotřebu v porovnání s výkonem. Nové a odolnější konstrukční materiály dovolují použít turbodmychadla i při přeplňování motorů s vyššími provozními teplotami. Dnešní trend proto směřuje ke zmenšování zdvihových objemů motorů zážehových a tím snížení jejich spotřeby, emise škodlivin, ale hlavně zvýšení výkonu. Během posledních 10 let provedla tato technologie ohromný skok a automobilní společnosti tak svádí boje o nejefektivněji přeplňované motory. Vzhledem ke stále přísnějším emisním normám je nahrazování atmosférických motorů motory přeplňovanými v dnešní době nevyhnutelné. Podle studií jde pak ale o velice hospodárné pohonné jednotky. Avšak s malou velikostí klesá také množství výfukových plynů, což má za následek nutnost použití vysoce kvalitních turbodmychadel s vysokou účinností a malou setrvačností, případně jejich kombinací s dalším plnicím zařízením. To, jak se přeplňování postupně prodlírá do všech míst automobilového průmyslu, zaznamenaly také stáje vozů Formule 1. Poslední změny byly provedeny právě na motorech, a to výměnou stávajících objemů 2.4 litrů za přeplňované objemy 1.6 l. V podstatě se dnes přeplňované motory objevují takřka všude a to jak ve vozidlech dvoustopých, tak jednostopých, v letadlech, v lodích a podobně. Podle výrobců plnicích agregátů bude v příštích deseti letech pomocí cizího plnění provozováno až 80 % všech nových automobilů. Jsou to však zatím pouhé domněnky a až časem se ukáže, zdali atmosférické motory nakonec z obchodního trhu zcela vymizí, nebo zda konstruktéři přijdou s ještě lepší myšlenkou, jak spalovací motory, u kterých je stále dost nevyužitá energie, zmodernizovat a přizpůsobit budoucím provozním podmínkám.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přepínání spalovacích motorů*. Vyd. 2., nezměn. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985, 134 s.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010, 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [3] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [4] SHATSUZOKU. Tuning 101: Základy úprav motoru podle HKS, část 2. *Shatsu*. [online]. 29.1.2013 [cit. 12-3-2014]. Dostupné z: <http://www.shatsu.cz/tuning-101-zaklady-uprav-motoru-podle-hks-cast-2/>
- [5] OLIVNÍK, Pavel. Mechanické dmychadlo: silné plíce. *Autorevue.cz*. [online]. 19.11.2011 [cit. 25-3-2014]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/mechanicke-dmychadlo-silne-plice>
- [6] WAN, Mark. Supercharging. *Autozine: The promised land for car enthusiasts*. [online]. © 1997-2011 [cit. 25-3-2014 ]. Dostupné z: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Forced\\_Induction\\_1.html](http://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_1.html)
- [7] All About Blowers. *Mustang 360*. [online]. 1.11.2004 [cit. 27-3-2014]. Dostupné z: <http://www.mustangandfords.com/how-to/engine/0411mm-super/>
- [8] Supercharger Installation, Part 3. *Victory tech papers*. [online]. [cit. 27-3-2014]. Dostupné z: <http://victorylibrary.com/supercharger/super-choices3.htm#Roots>
- [9] Auto News And Picture Galleries. *Caricos.com*. [online]. © 2014 [cit. 28-3-2014 ]. Dostupné z: [http://www.caricos.com/cars/p/porsche/2014\\_porsche\\_911\\_turbo\\_s/1024x768/48.html](http://www.caricos.com/cars/p/porsche/2014_porsche_911_turbo_s/1024x768/48.html)
- [10] LÁNÍK, Ondřej. Přepínání (2. díl): Turbodmychadla. *Auto.cz*. [online]. 27.6.2004 [cit. 10-4-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/preplnovani-2-dil-turbodmychadla-16765>
- [11] Products. *Bota Power*. [online]. © 2012 [cit. 15-4-2014]. Dostupné z: <http://www.botaoturboscharger.com/en/product.asp?pclassname=1>
- [12] GSHEIDLE, Rolf a kolektiv. *Příručka pro automechanika*. 2., změn. Praha: Sobotáles, 2002, 652 s. ISBN 80-85920-83-2.
- [13] WAN, Mark. Turbocharging. *Autozine: The promised land for car enthusiasts*. [online]. © 1997-2011 [cit. 17-4-2014]. Dostupné z: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Forced\\_Induction\\_2.html](http://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_2.html)



- [14] ROLLINGER, Mirek. Technika motocyklu – 6. část – motor. *Motorkáři.cz*. [online]. 17.11.2005 [cit. 25-4-2014]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-6.-cast-motor-3354.html>
- [15] DAVIS, Marlan. Intercoolers: Are They Worth It?. *Hot rod*. [online]. 27.6.2012 [cit. 25-4-2014]. Dostupné z: [http://www.hotrod.com/techarticles/engine/hrdp\\_1208\\_are\\_intercoolers\\_worth\\_it/](http://www.hotrod.com/techarticles/engine/hrdp_1208_are_intercoolers_worth_it/)
- [16] *Chladicí systémy vozidel: Komplexní znalosti pro servis*. [online]. [cit. 25-4-2014]. Dostupné z: <http://www.tramis.sk/domain/tramis1/files/produkty/hella/chladici-systemy-vozidel.pdf>
- [17] WAN, Mark. Turbocharging. *Autozine: The promised land for car enthusiasts*. [online]. © 1997-2011 [cit. 3-5-2014]. Dostupné z: [http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Forced\\_Induction\\_3.html](http://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_3.html)
- [18] BUREŠ, David. BMW M Performance: Diesel se třemi turby už známe, ale jak vypadá?. *Auto.cz*. [online]. 24.3.2012 [cit. 3-5-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/bmw-m-diesel-65874>
- [19] Twin Scroll Turbochargers. *Performance Specialties*. [online]. 10.8.2011 [cit. 4-5-2014]. Dostupné z: <http://performancespecialties.wordpress.com/2011/08/10/twin-scroll-turbochargers/>
- [20] JANDA, Pavel. Motor TSI od VW: 170 koní z jedna-čtyřky v akci (první dojmy). *Autorevue.cz*. [online]. 24.5.2006 [cit. 4-5-2014]. Dostupné z: [http://www.autorevue.cz/motor-tsi-od-vw-170-koni-z-jedna-ctycky-v-akci-prvni-dojmy\\_3](http://www.autorevue.cz/motor-tsi-od-vw-170-koni-z-jedna-ctycky-v-akci-prvni-dojmy_3)
- [21] Engineering Milestones. *Cummins Turbo Technologies*. [online]. © 2014 [cit. 8-5-2014]. Dostupné z: [http://www.cumminsturbotechnologies.com/ctt/navigationAction.do?url=SiteContent+en+HTML+AboutUs+Engineering\\_firsts](http://www.cumminsturbotechnologies.com/ctt/navigationAction.do?url=SiteContent+en+HTML+AboutUs+Engineering_firsts)
- [22] ČERMÁK, Ladislav, AutoTip. Diesellová Pro a Proti VI: Typické poruchy turbodmychadel. *Auto.cz*. [online]. 24.4.2012 [cit. 9-5-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/dieselova-pro-proti-vi-poruchy-turbodmychadel-66573>
- [23] Poruchy turbodmychadel. *Turbo Car s.r.o.*. [online]. © 2014 [cit. 9-5-2014]. Dostupné z: <http://www.turbocar.cz/cs/poruchy.html>
- [24] VAVERKA, Lukáš. Jaguar XK a XKR 2010: Nové pětilitrové osmiválce a mírný facelift. *Auto.cz*. [online]. 12.1.2009 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/jaguar-xkr-xk-a-2010-nove-petilitrove-osmivalce-mirny-facelift-5771>
- [25] Jaguar XK: Motory a výkon. *Jaguar*. [online]. © 2014 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.jaguar.cz/jaguar-range/xk/pricing-specs/engines-performance.html>

- [26] DRAGON, Aleš. Peugeot 308 1.2 PureTech: Tříválec dosáhl rekordní spotřeby 2,85 l na 100 km. *Auto.cz*. [online]. 19.3.2014 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/peugeot-308-1-2-puretech-trivalec-dosahl-rekordni-spotreby-2-85-l-na-100-km-80199>
- [27] PureTech. *Peugeot*. [online]. © 2014 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.peugeot.com/en/technology/engines/puretech>
- [28] Fiat 1.6 Multijet – revoluce mezi diesely. *Autokaleidoskop.cz*. [online]. © 2014 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.autokaleidoskop.cz/Novinky/Fiat-1-6-Multijet-revoluce-mezi-diesely/>
- [29] FOKT, Michal. Renault Energy dCi 160 Twin Turbo: Nový turbodiesel má 118 kW a 380 Nm. *Auto.cz*. [online]. 20.2.2014 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/renault-energy-dci-160-twin-turbo-novy-turbodiesel-ma-118-kw-380-n-m-79655>
- [30] Třetí přírůstek do rodiny motorů TSI – tentokrát bez kompresoru. *Technický týdeník*. [online]. 01.01.2006 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: [http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/treti-prirustek-do-rodiny-motoru-tsi-tentokrat-bez-kompresoru\\_12991.html](http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/treti-prirustek-do-rodiny-motoru-tsi-tentokrat-bez-kompresoru_12991.html)
- [31] FOKT, Michal. Volkswagen Passat 1,8 TSI skončí, nahradí ho 1,4 TSI Twincharger. *Auto.cz*. [online]. 13.11.2012 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/volkswagen-passat-1-8-tsi-skoncil-nahradil-1-4-twincharger-71163>
- [32] Hyundai – nový motor Gamma 1.6 T-GDI. *ifaster.cz*. [online]. 20.10.2011 [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://ifaster.tiscali.cz/hyundai-novy-motor-gamma-1-6-t-gdi/>
- [33] Car specifications by marque. *carfolio.com*. [online]. [cit. 10-5-2014]. Dostupné z: <http://www.carfolio.com/specifications/>





## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BMW	[-]	Bayerische Motoren Werke
CO	[-]	oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>	[-]	oxid uhličitý
dCi	[-]	Diesel Common-rail Injection
DOHC	[-]	Double Overhead Camshaft
FSI	[-]	Fuel Stratified Injection
H <sub>u</sub>	[J·kg <sup>-1</sup> ]	výhřevnost paliva
CH <sub>x</sub>	[-]	uhlovodík
i	[-]	počet válců spalovacího motoru
$\dot{m}_K$	[kg s <sup>-1</sup> ]	hmotnostní tok vzduchu dodaný kompresorem
M <sub>pl</sub>	[kg]	hmotnostní dávka paliva na jeden cyklus
$\dot{m}_{pr}$	[kg s <sup>-1</sup> ]	proplachovací hmotnostní tok vzduchu
m <sub>Z</sub>	[kg]	hmotnost čerstvé náplně
$\dot{m}_Z$	[kg s <sup>-1</sup> ]	spalovací hmotnostní tok vzduchu
n	[Hz]	otáčky motoru
NO <sub>x</sub>	[-]	oxid dusíku
p <sub>1Z</sub>	[Pa]	tlak náplně na konci sacího zdvihu
p <sub>e</sub>	[Pa]	střední efektivní tlak na píst
P <sub>e</sub>	[W]	efektivní výkon
p <sub>i</sub>	[Pa]	indikovaný tlak
p <sub>m</sub>	[Pa]	střední tlak mechanických ztrát
p <sub>pl</sub>	[Pa]	tlak plnicího vzduchu
r	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	plynová konstanta
SL	[-]	Sport Lightweight
T <sub>1Z</sub>	[K]	teplota náplně na konci sacího zdvihu
TCe	[-]	Turbo Control efficiency
TCI	[-]	Transistor Controlled Ignition
TFSI	[-]	Turbo Fuel Stratified Injection
T-GDI	[-]	Turbocharged Gasoline Direct Injection
T <sub>pl</sub>	[K]	teplota plnicího vzduchu
TSI	[-]	Twincharger Stratified Injection
V <sub>H</sub>	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem jednoho válce



VNT	[-]	Variable Nozzle Turbine
VTG	[-]	Variable Turbine Geometry
$V_Z$	[m <sup>3</sup> ]	objem náplně na konci sacího zdvihu
$\eta_d$	[-]	dopravní účinnost
$\eta_i$	[-]	indikovaná účinnost
$\eta_m$	[-]	mechanická účinnost
$\lambda$	[-]	celkový součinitel přebytku vzduchu
$\lambda_{pr}$	[-]	součinitel proplachování spalovacího prostoru
$\lambda_z$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
$\rho_{pl}$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota plnicího vzduchu
$\sigma_t$	[-]	teoretický směšovací poměr paliva a vzduchu
$\tau$	[-]	otáčkový činitel



## SEZNAM POUŽITÝCH JEDNOTEK

°C	stupeň Celsia
bar	bar
cm <sup>3</sup>	centimetr krychlový
g/km	gram na kilometr
Hz	hertz
J/kg	joule na kilogram
J/kg·K	joule na kilogram na stupeň Kelvina
K	stupeň Kelvina
kg	kilogram
kg/m <sup>3</sup>	kilogram na metr krychlový
kg/s	kilogram za sekundu
km	kilometr
km/s	kilometr za sekundu
kW	kilowatt
l	litr
l/100 km	litr na 100 kilometrů
m <sup>3</sup>	metr krychlový
min <sup>-1</sup>	otáčky za minutu
MJ/kg	megajoule na kilogram
mm	milimetr
MPa	megapascal
Nm	newtonmetr
Pa	pascal
W	watt

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Porovnání výkonů a točivých momentů [2] .....	16
Obr. 1.2 Závislost dopravní účinnosti na plnicím tlaku [1] .....	18
Obr. 1.3 Závislost indikované účinnosti na spalovacím součiniteli přebytku vzduchu [1] .....	19
Obr. 2.1 Schéma mechanického přeplňování [4] .....	21
Obr. 2.2 Průřezy rotorů Rootsova dmyhadla [1] .....	22
Obr. 2.3 Rootsovo dmyhadlo [5] .....	22
Obr. 2.4 Umístění Rootsova dmyhadla na spalovací motor Audi V6 TFSI [5] .....	23
Obr. 2.5 Průřezy rotorů Lysholmova dmyhadla [1] .....	24
Obr. 2.6 Lysholmovo dmyhadlo [6] .....	24
Obr. 2.7 Princip funkce a vzhled radiálního kompresoru [8][7] .....	25
Obr. 2.8 G-dmyhadlo [3] .....	25
Obr. 3.1 Schéma přeplňování turbodmyhadlem [4] .....	26
Obr. 3.2 Řez turbodmyhadlem [9] .....	27
Obr. 3.3 Rotor turbodmyhadla [11] .....	28
Obr. 3.4 Obtékání spalin za turbínu [12] .....	29
Obr. 3.5 Obtokový ventil Wastegate [12] .....	29
Obr. 3.6 Princip regulace VTG [13] .....	30
Obr. 3.7 Princip změny šířky rozváděcího kola [3] .....	31
Obr. 4.1 Průběh detonačního hoření [14] .....	32
Obr. 4.2 Závislost spotřeby na rychlosti vozidla [1] .....	33
Obr. 5.1 Sestava motoru s chladičem plnicího vzduchu [15] .....	34
Obr. 6.1 Závislost emise na stupni přeplňování [1] .....	36
Obr. 7.1 Twin-Turbo při nízkých otáčkách [17] .....	38
Obr. 7.2 Twin-Turbo při středních otáčkách [17] .....	39
Obr. 7.3 Twin-Turbo při vysokých otáčkách [17] .....	39
Obr. 7.4 Paralelní Twin-Turbo [17] .....	40
Obr. 7.5 Přeplňování typu Twincharger [3] .....	41
Obr. 7.6 Řez turbodmyhadlem Twin-scroll [19] .....	41
Obr. 7.7 Hlavní části turbokompauzního motoru [21] .....	42
Obr. 8.1 Poškození kompresorového kola [23] .....	43
Obr. 8.2 Obroušená lopatka kompresoru [23] .....	43
Obr. 8.3 Mechanické poškození turbíny [23] .....	43
Obr. 8.4 Poškození hřídele znečištěným olejem [23] .....	44
Obr. 8.5 Nedostatečně mazaný hřídel [23] .....	44
Obr. 8.6 Poškrábané hlavní ložisko [23] .....	44
Obr. 8.7 Vydřený povrch axiálního ložiska [23] .....	44